

Capacity modulated scroll machine

Publication number: CN1137614 (A)

Publication date: 1996-12-11

Inventor(s): BASS MARK [US]; DOEPKER ROY J [US]; CAILLAT JEAN-LUC M [US]

Applicant(s): COPELAND CORP [US]

Classification:






- international: F01C1/02; A47F3/04; F04C18/02; F04C27/00; F04C28/00; F04C28/02; F04C28/06; F04C28/18; F04C28/22; F04C28/26; F04C28/28; F25B1/04; F25B5/02; F25B41/04; F25B49/00; F25B49/02; G05D1/08; G05D23/19; F25B41/06; F01C1/00; A47F3/04; F04C18/02; F04C27/00; F04C28/00; F25B1/04; F25B5/00; F25B41/04; F25B49/00; F25B49/02; G05D1/08; G05D23/19; F25B41/06; (IPC1-7): F04C18/02; F04C29/10

- European: G05D23/19C2; A47F3/04; F04C18/02B2; F04C27/00C; F04C28/02; F04C28/22; F04C28/26B; F25B1/04; F25B5/02; F25B41/04B; F25B49/00F; F25B49/02B

Application number: CN19951018516 19951027

Priority number(s): US19950486118 19950607

Also published as:

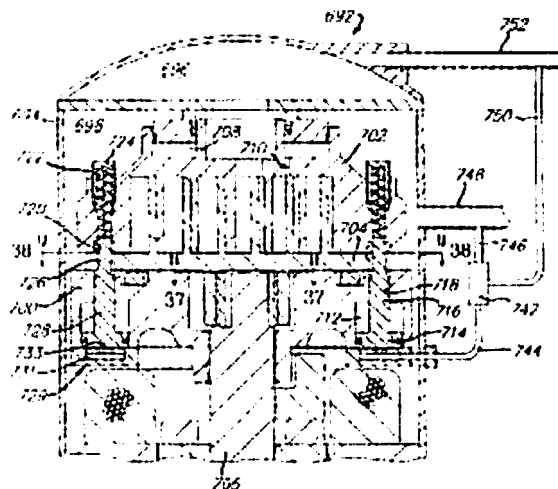
 CN1139727 (C)
 US6086335 (A)
 US6047557 (A)
 USRE40400 (E1)
 US5741120 (A)

more >>

Abstract not available for CN 1137614 (A)

Abstract of corresponding document: **US 6086335 (A)**

A scroll-type machine is disclosed which is particularly well suited for use as a compressor in refrigeration and air conditioning systems and incorporates a unique arrangement for modulating the capacity thereof. In one group of embodiments the capacity of the scroll-type machine is modulated by relative axial movement between the scroll members so as to form a leakage path across the wrap tips and opposed end plates. In another group of embodiments, modulation is achieved by reducing the orbital radius of one of the scroll members to thereby form a leakage path across the flank surfaces of the wraps. In the second group, a plurality of pin members are moveable from a first and second positions. In a first position the plurality of pin members operably enable the scroll members to orbit and in a second position the pin members restrict the orbiting motion of the first scroll members. Both types of scroll separation may be accomplished in a time pulsed manner to thereby enable a full range of modulation with the duration of the loading and unloading periods being selected to maximize the efficiency of the overall system. A motor control arrangement is also disclosed which may be used with either of the modulation methods mentioned above to increase the efficiency of the motor during periods of reduced load. Additionally, either of the modulation arrangements mentioned above may be combined with a delayed suction form of capacity modulation with or without the motor control feature to thereby achieve better operating efficiency under certain conditions.



Data supplied from the esp@cenet database — Worldwide



[12] 发明专利申请公开说明书

[21]申请号 95118516.0

[51]Int.Cl⁶

F04C 18/02

[43]公开日 1996 年 12 月 11 日

[22]申请日 95.10.27

[30]优先权

[32]95.6.7 [33]US[31]486,118

[71]申请人 科普兰公司

地址 美国俄亥俄州

[72]发明人 马克·巴斯 罗伊·J·多伊普克

琼-卢克·M·凯拉特

韦恩·R·沃纳

[74]专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利商
标事务所

代理人 张祖昌

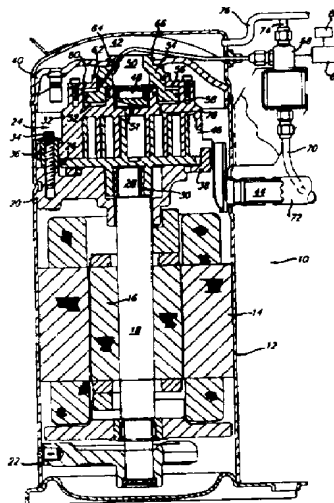
F04C 29/10

权利要求书 13 页 说明书 39 页 附图页数 28 页

[54]发明名称 功率调制涡旋机

[57]摘要

本发明涉及一种设有独特的功率调制装置的涡旋压缩机，其适用于制冷和空调系统中。在一组实施例中，通过涡旋件间的相对轴向运动形成泄漏通路来调制压缩机的功率。在另一组实施例中通过减小一个涡旋件的运转半径形成泄漏通路进行调制。这两种涡旋件分离可以时间脉冲方式完成，从而通过选择负载和卸载时间的期间可实现全范围的调制以提高全系统的效率。电机控制装置也可用于上述两种方法中以提高减少负载期间电机的效率。另外上述调制装置中，还可以结合使用延迟吸入的功率调制方式，以便提高在一定条件下的工作效率。



权 利 要 求 书

1. 一种涡旋压缩机，包括：

一个第一涡旋件，它具有一端板和从端板延伸的第一涡旋带；

一个第二涡旋件，它具有另一端板和从端板延伸的第二涡旋带；

所述第一和第二涡旋件的定位使所述第一和第二涡旋带相夹；

一个固定的支承结构，用于支承所述第一和第二涡旋件，以便在其间作相对的运转，从而使所述第一和第二涡旋带在其间限定移动的流体袋；

一根传动轴传动式地连接在所述第一涡旋件上，以实现所述第一和第二涡旋件之间的相对运转；

所述第一和第二涡旋件可以在一个第一正常工作关系和一个第二关系之间移动，在所述第一正常工作关系中，所述第一和第二涡旋件的密封表面处于密封关系以便封闭有关的所述运行的流体袋，在所述第二关系中，所述第一和第二涡旋件的所述密封表面中的至少一个间隔开来以形成所述运行的流体袋之间的泄漏通路；

一个与上述动力连接无关的施加力的结构，其可向所述涡旋件之一施加力，以便使所述涡旋件在所述第一和第二关系之间移动，同时所述传动轴连续转动，从而可以实现所述压缩机的功率调制。

2. 如权利要求 1 所述的涡旋压缩机，其特征在于：所述施加力的结构以一种时间脉冲方式工作以调制所述压缩机的功率。

3. 如权利要求 1 所述的涡旋压缩机, 其特征在于: 还包括一个连接在所述施加力的结构上的控制组件和至少一个传感器, 所述控制组件响应于来自所述传感器的信号来启动所述施加力的结构。

4. 如权利要求 1 所述的涡旋压缩机, 其特征在于: 还包括一台连接在所述传动轴上的驱动电机和与所述电机有关的控制装置, 所述控制装置当所述第一和第二涡旋件处于所述第二关系时用于控制所述电机的工作参数, 从而提高所述电机的工作效率。

5. 如权利要求 4 所述的涡旋压缩机, 其特征在于: 所述工作参数是施加在所述电机上的电压。

6. 如权利要求 4 所述的涡旋压缩机, 其特征在于: 所述工作参数是所述电机的运行电容。

7. 如权利要求 1 所述的涡旋压缩机, 其特征在于: 所述施加力的结构包括一个流体压力室, 其用于将所述力施加在所述第五和第二涡旋件之一上。

8. 如权利要求 7 所述的涡旋压缩机, 其特征在于: 所述流体压力室用于施加一个力, 以便移动所述第一和第二涡旋件之一。

9. 如权利要求 8 所述的涡旋压缩机, 其特征在于: 所述力作用在轴向上。

10. 如权利要求 9 所述的涡旋压缩机, 其特征在于: 所述施加力的结构包括一条通道, 其用于从所述压缩机向所述压力室供送加压流体。

11. 如权利要求 10 所述的涡旋压缩机, 其特征在于: 还包括一个阀, 其用于控制通过所述通道的流体流, 所述阀可使从所述压力室放出所述排放压力流体, 从而能够使所述第一和第二涡旋件在所

述第一和第二关系之间移动。

12. 如权利要求 11 所述的涡旋压缩机, 其特征在于: 所述阀是电磁阀。

13. 如权利要求 11 所述的涡旋压缩机, 其特征在于: 所述阀是由流体压力操纵的。

14. 如权利要求 10 所述的涡旋压缩机, 其特征在于: 所述施加力的结构包括一条通道, 用于从所述室排出所述加压流体。

15. 如权利要求 14 所述的涡旋压缩机, 其特征在于所述加压流体作用在所述第一和第二涡旋件的所述之一上。

16. 如权利要求 15 所述的涡旋压缩机, 其特征在于: 所述加压流体用于将所述第一和第二涡旋件的所述之一压迫成所述第一工作关系。

17. 如权利要求 15 所述的涡旋压缩机, 其特征在于: 所述加压流体用于将所述第一和第二涡旋件的所述之一压迫成所述第二关系。

18. 如权利要求 14 所述的涡旋压缩机, 其特征在于: 所述加压流体作用在所述第一和第二涡旋件中的另一个上。

19. 如权利要求 8 所述的涡旋压缩机, 其特征在于: 所述力作用在径向上。

20. 如权利要求 19 所述的涡旋压缩机, 其特征在于: 所述力用于减小所述相对运转的半径。

21. 如权利要求 2 所述的涡旋压缩机, 其特征在于: 所述施加力的结构包括一个直接连接在所述第一和第二涡旋件中的另一个上的促动器, 所述促动器用于在所述第一和第二关系之间移动所述第一

和第二涡旋件中的所述另一个。

22. 如权利要求 21 所述的涡旋压缩机, 其特征在于: 所述促动器是流体操纵的活塞和缸。

23. 如权利要求 21 所述的涡旋压缩机, 其特征在于: 所述促动器是一个螺线管装置。

24. 如权利要求 2 所述的涡旋压缩机, 其特征在于: 所述涡旋压缩机包括一条排放流路, 其用于从所述压缩机输送压缩流体, 以及一个位于所述流路中的止回阀, 其用于防止所述压缩流体的回流。

25. 如权利要求 1 所述的涡旋压缩机, 其特征在于: 所述第一涡旋件绕一根第一轴线转动, 所述第二涡旋件绕一根与第一轴线偏置的第二轴线转动。

26. 如权利要求 1 所述的涡旋压缩机, 其特征在于: 所述第二涡旋件不可转动地、轴向可移动地支承在所述固定的支承结构上。

27. 一种涡旋压缩机, 包括:

一个第一涡旋件, 它具有一个第一端板和设在第一端板上的第一涡旋带;

一个第二涡旋件, 它具有一个第二端板和设在第二端板上的第二涡旋带, 所述第一和第二涡旋件被定位以便作相对运转, 使所述第一和第二涡旋带相夹以限定移动的流体袋;

一根传动轴, 其连接在所述第一涡旋件上;

一个动力源, 其用于转动地驱动所述传动轴, 以便实现所述第一和第二涡旋件之间的相对运转;

一个施加力的结构, 其用于实现所述第一和第二涡旋件之一在第一关系和第二关系之间的轴向移动, 在所述第一关系中, 所述第

一和第二涡旋件处于密封关系，从而限定移动的流体袋，在所述第二关系中，所述第一和第二涡旋件轴向分开，足以使所述流体袋相互连通，从而可以调制所述压缩机的功率。

28. 如权利要求 27 所述的涡旋压缩机，其特征在于：在所述一个涡旋件轴向移动过程中，所述传动轴连接驱动所述第一涡旋件。

29. 如权利要求 27 所述的涡旋压缩机，其特征在于：所述施加力的结构包括一个流体压力室和一条用于使所述室与一加压流体源连通的第一通道，所述加压流体用于在所述第一和第二涡旋件中的所述一个上施加一个力，以迫使所述一个涡旋件移入所述第一和第二关系之一。

30. 如权利要求 29 所述的涡旋压缩机，其特征在于：所述施加力的结构包括一条用于从所述室排出加压流体的第二通道。

31. 如权利要求 30 所述的涡旋压缩机，其特征在于：所述施加力的结构包括一个阀，其用于控制从所述室的加压流体流。

32. 如权利要求 31 所述的涡旋压缩机，其特征在于：所述加压流体产生的所述力用于迫使所述一个涡旋件进入所述第二关系。

33. 如权利要求 32 所述的涡旋压缩机，其特征在于：所述加压流体基本处于排放压力。

34. 如权利要求 33 所述的涡旋压缩机，其特征在于：所述加压流体产生的所述力作用在所述第二涡旋件上。

35. 如权利要求 34 所述的涡旋压缩机，其特征在于：所述第一通道在所述室和所述阀之间延伸，所述第二通道在所述阀和一个基本处于吸入压力的区域之间延伸，一条第三通道在所述阀和一个基本处于排放压力的加压流体源之间延伸，所述阀用于选择地使所述

第一通道与所述第二通道和所述第三通道连通。

36. 如权利要求 35 所述的涡旋压缩机，其特征在于：所述室部分由所述第二涡旋件，部分由一个第二件限定。

37. 如权利要求 36 所述的涡旋压缩机，其特征在于：所述第二件部分限定一个第二室，所述压缩机还包括一条第四通道，其用于向所述第二室供应加压流体，从而迫使所述第二涡旋件轴向移入所述第一关系。

38. 如权利要求 37 所述的涡旋压缩机，其特征在于：所述第二件是由所述传动轴转动地驱动的。

39. 如权利要求 37 所述的涡旋压缩机，其特征在于：所述第二件是静止的。

40. 如权利要求 36 所述的涡旋压缩机，其特征在于：所述第二件包括一个止动面以限制所述第二涡旋件的轴向移动。

41. 如权利要求 29 所述的涡旋压缩机，其特征在于：所述第一通道设在所述涡旋件中所述一个的端板内。

42. 如权利要求 41 所述的涡旋压缩机，其特征在于：所述第一通道使所述室与加压流体连通，从而迫使所述一个涡旋件移入所述第一关系。

43. 如权利要求 41 所述的涡旋压缩机，其特征在于：还包括一条在所述室和所述压缩机的一个低压区域之间延伸的第二通道，以及一个沿所述第二通道设置以控制通过其中的流体流的阀。

44. 如权利要求 30 所述的涡旋压缩机，其特征在于：所述施加力的结构还包括一个用于控制通过所述第一和第二通道的流体流的阀。

45. 如权利要求 44 所述的涡旋压缩机, 其特征在于: 所述室部分由所述第二涡旋件、部分由一个第二件限定。

46. 如权利要求 45 所述的涡旋压缩机, 其特征在于: 所述第一和第二通道设在所述第二件中。

47. 如权利要求 46 所述的涡旋压缩机, 其特征在于: 所述阀活动地设在所述第二件中, 并包括一个促动器, 所述促动器用于使所述阀移至一个第一位置和一个第二位置, 在所述第一位置上使所述室通过所述第二通道与所述压缩机的一个低压区域连通, 在所述第二位置上使所述室与一个高压流体源连通。

48. 如权利要求 47 所述的涡旋压缩机, 其特征在于: 所述促动器是电操纵的。

49. 如权利要求 47 所述的涡旋压缩机, 其特征在于: 所述促动器是加压流体操纵的。

50. 如权利要求 43 所述的涡旋压缩机, 其特征在于: 所述一个涡旋件是所述第一涡旋件, 所述室是由所述第一端板和一个主轴承箱限定的。

51. 如权利要求 50 所述的涡旋压缩机, 其特征在于: 还包括一个在所述主轴承箱和所述第一端板之间的环形密封。

52. 如权利要求 51 所述的涡旋压缩机, 其特征在于: 还包括在所述主轴承箱和所述第一端板之间延伸的弹簧, 其用于协助迫使所述第一涡旋件移入所述第一关系。

53. 如权利要求 27 所述的涡旋压缩机, 其特征在于: 所述施加力的结构直接连接在所述涡旋件中的所述一个上。

54. 如权利要求 53 所述的涡旋压缩机, 其特征在于: 所述施加

力的结构包括一个促动器其用于使一根轴往复轴向运动，所述轴的一端固定在所述一个涡旋件上。

55. 如权利要求 54 所述的涡旋压缩机，其特征在于：所述促动器是电操纵的。

56. 如权利要求 54 所述的涡旋压缩机，其特征在于：所述促动器是由流体压力操纵的。

57. 如权利要求 27 所述的涡旋压缩机，其特征在于：所述施加力的结构被操作以便使所述第一和第二涡旋件中的所述一个能够移入所述第一关系中一个第一预定时间，并使所述一个涡旋件移入所述第二关系中一个第二预定时间。

58. 如权利要求 57 所述的涡旋压缩机，其特征在于：还包括用于监测工作状态并将指示工作状态的信号送至一控制组件的传感器，所述控制组件用于通过按照所述监测到的工作状态控制所述第一和第二预定时间的持续期间的方式来改变所述涡旋压缩机的功率。

59. 如权利要求 58 所述的涡旋压缩机，其特征在于：所述压缩机包括一台驱动电机和一个连接在所述电机上的电机控制装置，所述电机控制装置用来响应于来自所述控制组件的指示，所述第一和第二涡旋件处于所述第二关系信号而改变所述电机的至少一个工作参数，从而提高所述电机在所述第二预定时间的期间中的工作效率。

60. 一种涡旋压缩机，包括：

一个密封外壳，它具有一个将其内部分成一排放室和一吸入室的隔板；

一条通入所述吸入室的吸入管路；

一条从所述排放室通出的排放管路；

一个支承在所述外壳中的轴承箱；

一个第一涡旋件，它设置在所述吸入室中并具有一个第一端板及设在所述端板上的第一涡旋带，所述第一涡旋件支承在所述轴承箱上；

一个第二涡旋件，它设置在所述吸入室中并具有一个第二端板及设在所述第二端板上的第二涡旋带，所述第一和第二涡旋带互夹以便在其间限定移动的流体袋，当流体袋从径向外位置移向径向内位置时，其尺寸减小，所述第二涡旋件轴向可移动地安装在所述轴承箱上，所述第二涡旋件包一中央排放口和包围所述排放口的环形腔；

一根传动轴，传动地连接在所述第一涡旋件上；

一个凸缘件固定在所述隔板上并包括一个伸入所述腔的部分，将所述腔分成一个偏压室和一个分离室；

一条在所述第二端板中的第一通道，其用于使所述偏压室与一个处于吸入压力和排放压力之间的压力的流体袋相连通，从而轴向偏压所述第二涡旋件，使其与所述第一涡旋件进入密封关系；

一条第二通道，其用于使所述分离室与处于排放压力的流体连通，从而使所述第二涡旋件移向移离所述第一涡旋件，以便使所述压缩机卸载；以及

一个阀，其用于控制通过所述第二通道的流体流。

61. 如权利要求 60 所述的涡旋压缩机，其特征在于，所述阀以一种时间脉冲方式被驱动，以便使所述压缩机周期性地负载和卸

载，从而可以基本在 0~100% 之间调制所述压缩机的功率。

62. 如权利要求 61 所述的涡旋压缩机，其特征在于，还包括一条从所述阀延伸至一个基本处于吸入压力的区域的第三通道，所述阀可处于一个使所述分离室与所述处于吸入压力的区域连通以排空所述分离室。

63. 如权利要求 61 所述的涡旋压缩机，其特征在于，所述传动轴伸出所述外壳。

64. 如权利要求 62 所述的涡旋压缩机，其特征在于，所述阀位于所述凸缘件中。

65. 一种涡旋压缩机，包括：

一个外壳；

一个支承在所述外壳中的轴承箱；

一个第一涡旋件，它可移动地支承在所述轴承箱上，并具有一个第一端板和设在第一端板上的第一涡旋带；

一个第二涡旋件，它固定在所述轴承箱上，并具有一个第二端板和一个设在第二端板上的第二涡旋带，所述第一和第二涡旋带的定位使其具有互夹的关系；

一根传动器，它由所述轴承箱可转动地支承，用来驱动所述第一涡旋件运转，从而使第一和第二涡旋件限定移动的流体袋，当流体袋径向向内移动时，其尺寸减小；

一条吸入管路，其用于向所述压缩机输送吸入压力下的流体；

一条排放管路，其用于从所述压缩机排放处于排放压力下的压缩流体；

一个在所述第一端板和所述轴承箱之间限定的偏压室；

一条在所述第一端板中的通道，其用于向所述偏压室供送加压流体，从而将所述第一涡旋件偏压成与第二涡旋件的密封关系；

一条在所述偏压室和一个在吸入压力的区域之间连通的通道，其用于从所述偏压室排出加压流体，从而所述移动的流体袋中的流体压力将使所述第一涡旋件从所述第二涡旋件轴向移开，从而使所述压缩机卸载；

一个在所述第二通道中的阀，其用于控制通过所述第二通道的流体流，从而选择性地的控制所述压缩机的卸载，调制其功率。

66. 如权利要求 65 所述的涡旋压缩机，其特征在于，所述外壳内部处于排放压力下。

67. 如权利要求 65 所述的涡旋压缩机，其特征在于，还包括一条在所述轴承箱和所述第一端板之间延伸的环形密封以便使所述偏压室密封于所述外壳内部。

68. 如权利要求 67 所述的涡旋压缩机，其特征在于，还包括一条在所述轴承箱和所述第一端板之间延伸的第二环形密封，所述偏压室由所述环形密封和所述第二环形密封限定。

69. 一种涡旋压缩机，包括：

一个外壳；

一个支承在所述外壳中的轴承箱；

一个第一涡旋件，它支承在所述轴承箱上并具有一个第一端板和位于第一端板上的第一涡旋带；

一个第二涡旋件，它固定在所述轴承箱上并具有一个第二端板和设在第二端板上的第二涡旋带，所述第一和第二涡旋件的定位使其具有互夹关系；

一根传动轴，它由所述轴承箱可转动地支承，用于驱动所述第一涡旋件运转，从而使所述第一和第二涡旋件限定移动的流体袋，当流体袋径向向内移动时，其尺寸减小；

一条吸入管路，其用于向所述压缩机输送吸入压力下的流体；

一条排放管路，其用于从所述压缩机排放处于排放压力下的压缩流体；

一个在所述第一端板和所述轴承箱之间限定的偏压室；

一条在所述第一端板中的通道，其用于向所述偏压室输送加压流体，从而将所述第一涡旋件偏压成与第二涡旋件的密封关系；

所述第二涡旋件包括一环形腔；

一活塞可移动地设在所述腔内，用于将所述第一涡旋件从所述第二涡旋件轴向移开；

一条第二通道，其用于向所述环形腔输送加压流体以便移动所述活塞；

阀装置，其用于选择性地控制流过所述第二通道的流体流，从而选择性地使所述压缩机卸载。

70. 如权利要求 69 所述的涡旋压缩机，其特征在于，还包括一条连接在所述阀和所述压缩机的处于吸入压力下的一个区域之间的第三通道，所述阀用于排空所述环形腔，从而使所述偏压室可以将所述第一涡旋件移入与所述第二涡旋件密封接合的状态。

71. 一种涡旋压缩机，包括：

一个第一涡旋件，它具有一个端板和一个设立在端板上的第一涡旋带；

一个第二涡旋件，它具有一个端板和一个设立在端板上的第二

涡旋带，所述第一和第二涡旋件的相互定位使其互夹；

一台电机驱动式地连接在所述第一涡旋件上；

一个固定支承结构，其用于支承所述第一和第二涡旋件以便其间可作相对运转，从而使所述第一和第二涡旋带限定移动的流体袋；

一个功率调制装置，其用于从一个预定的最大值减小所述压缩机的功率，并提供一个指示所述功率减小的信号；

一个电机控制装置，其用于响应所述功率调制装置的所述信号改变所述电机的一个工作参数，从而在所述压缩机的功率减小时提高所述电机的效率。

72. 如权利要求 71 所述的涡旋压缩机，其特征在于，所述功率调制装置以时间脉冲方式工作以改变所述压缩机的功率。

73. 如权利要求 72 所述的涡旋压缩机，其特征在于，所述功率调制装置包括一个施加力的结构，其用于将力施加在所述第一和第二涡旋件中的一个上，以便实现在第一关系和第二关系之间的移动，在所述第一关系中，所述第一和第二涡旋件的密封表面处于密封关系以便封闭有关的所述移动的流体袋，在所述第二关系中，所述第一和第二涡旋件的所述密封表面中的至少一个间隔开来以便形成在所述移动流体袋之间的泄漏通路。

74. 如权利要求 71 所述的涡旋压缩机，其特征在于，所述电机控制装置用于改变施加在所述电机上的电压。

75. 如权利要求 71 所述的涡旋压缩机，其特征在于，所述电机控制装置用于改变施加在所述电机控制装置上的负载。

说明书

功率调制涡旋机

本发明涉及压缩机的功率调制，更具体来说，涉及涡旋式压缩机的功率调制。

为了更好地适应空调和制冷压缩机宽的负载范围，上述系统中往往需要具备功率调制特性。为了提供这种功率调制特性，人们已经采用了许多不同的技术方案，包括吸入口的控制和将排气旁流回吸入口。对于涡旋式压缩机来说，功率调制往往是通过延迟吸入的方案来实现的，在这种方案中，在各种位置上设置孔口，当孔口打开时，使相互啮合的涡旋带之间形成的压缩室与吸气源连通，以便延迟吸气开始压缩的点。这种功率调制方法实际上减小了压缩机的压缩比。虽然这种系统可以减小压缩机的功率，但是它们只能提供预定的卸载量，这种卸载量取决于卸载孔口沿涡旋线的定位。虽然在不同位置设置多个这样的孔口可以实现多级卸载，但是这种方案要增设开、闭每组孔口的各个控制装置，固而成本高，又需要占据额外的空间。

但是，本发明却可以克服上述缺陷，只用一套控制装置，实际上就可以实现从百分之百的即全功率到零功率的连续调制。另外，本发明的系统可以在所需的任何程度的压缩机卸载情况下，实现压

压缩机和/或制冷系统的最大工作效率。

在本发明中，压缩机卸载是通过在压缩机工作循环中使两涡旋件周期性地轴向或径向分离一定时间而实现的。更具体来说，在本发明的布置中，一涡旋件以脉动方式径向或轴向地移向或移离另一涡旋件，以便周期性地形成通过涡旋带的尖端或凸缘的，从相互啮合的涡旋带限定的高压袋至低压袋并最终返回至吸气侧的泄漏通道。通过控制涡旋尖端或凸缘的密封和非密封的相对时间，实际上可以实现任何程度的压缩机卸载。另外，通过监测制冷系统中的各种状态，压缩机每个循环的负载和卸载的过程可以为实现一定功率进行选择，从而使整个系统实现最大的效率。例如，如果希望压缩机以50%的功率工作，那么可以使压缩机交替地五秒钟处于负载状态和五秒钟处于卸载状态，或者七秒钟处于负载状态和七秒钟处于卸载状态，其中任一种都对遇到的特定工作条件提供较大的效率。

下面描述的本发明的各实施例中，对配置可作多种变化，使一个涡旋件可相对于另一涡旋件作轴向或径向的往复运动以适应压缩机卸载的整个范围。这种只用一个控制系统提供全范围功率调制的能力，以及选择负载和卸载期间的能力相互配合，能够以较低的成本形成一个效率极高的系统。

另外，为了进一步改善在某些应用场合的系统的效率，还可以综合使用延迟吸气式功率调制和上述脉动卸载技术方案。例如，当工作条件使得系统的压力恰好在排放阀下游处于低于全负载设计水平时，压缩机的压缩比将使被压缩流体从压缩室排出时的压力过高，即，人称为过度压缩的状态。减少在上述条件下的功率的最有效的方法是减小压缩机的压缩比，从而减小压缩室排出的压缩流体

的压力，使其等于或稍高于恰好在排放阀下游的系统压力，从而消除由于过度压缩造成的无效功。但是，如果当过度压缩状态已被消除而系统显示的功率进一步下降，那么，采用脉动式功率调制将更为有效，这是由于它可以避免压缩不足状态的形成。压缩不足状态是指压缩流体离开压缩室时，其压力低于恰好在排放阀下游处的系统压力的情况。因此，本发明也包括一种综合使用脉动式和延迟吸入式功率调制方法的系统，这使系统产生比单独使用上述两种功率调制方法时更大的效率。

另外，本发明可装有电机控制组件，它可控制电机的各种工作参数以提高电机负载因压缩机卸载引起下降时电机的工作效率。

现对照以下附图描述本发明，以便进一步阐明本发明的其它优点和特征。

图 1 是按照本发明的涡旋式制冷压缩机的局部剖视图；

图 2 是按照本发明另一实施例的涡旋式制冷压缩机的局部剖视图；

图 3 是类似图 2 的视图，但表示压缩机处于卸载状态；

图 4 是按照本发明另一实施例的涡旋式制冷压缩机的局部剖视图；

图 5 是图 4 所示实施例中阀门装置的放大视图；

图 6 是按照本发明另一实施例的涡旋式制冷压缩机的局部剖视图；

图 7~15 都是按照本发明的制冷压缩机的局部剖视图，其中，转动涡旋件作轴向往复运动以完成压缩机的卸载；

图 16~22 都是按照本发明的制冷压缩机的局部剖视图，其中，

非转动涡旋件作轴向往复运动以完成压缩机的卸载；

图 23~28 都是按照本发明的制冷压缩机的局部剖视图，其中，两涡旋件是共同转动的；

图 29~30 都是按照本发明的制冷压缩机的其它实施例的局部剖视图，其中，非转动涡旋件作往复运动；

图 31 是按照本发明的适于被外部动力源驱动的涡旋式压缩机的实施例；

图 32~34 是按照本发明的涡旋式压缩机的其它实施例局部剖视图；

图 34A 是图 34 中所示圈出的阀门装置的放大局部视图；

图 35 是按照本发明的涡旋式压缩机的另一实施例的局部剖视图；

图 36 是按照本发明的另一实施例的局部剖视图，表示按照本发明的径向卸载装置；

图 37 是沿图 36 中 37—37 线的剖视图，表示图 36 所示实施例中使用的曲柄销和驱动套；

图 38 是沿图 36 中 38—38 线的剖视图；

图 39 是与图 36 相似的视图，但表示处于卸载状态的压缩机；

图 40 是按照本发明的，图 36 所示实施例的一个变型的局部剖视图；

图 41 是按照本发明的涡旋式压缩机的装有图 36 所示径向卸载装置的另一实施例的部分的局部剖视图；

图 42 是与图 38 类似的视图，但表示图 41 所示的实施例；

图 43 是表示本发明另一实施例的局部剖视图；

图 44 是图 43 所示实施例处于卸载状态的局部剖视图；

图 45 的示意图表示在压缩机以按照本发明的卸载状态工作期间用于减小电机功率消耗的装置；

图 46 是按照本发明的，综合周期性的涡旋带分离和延迟吸入两种卸载方式的压缩机的剖视图。

现在对照附图，请具体参阅图 1，图中表示按照本发明的涡旋压缩机 10。涡旋压缩机 10 基本属于美国专利第 5,102,316 号中描述的那种类型，该专利的技术内容本文用作参考。涡旋压缩机 10 包括一个外壳 12，其中设置具有定子 14 和转子 16 的驱动电机；一个曲轴 18，转子 16 固定在曲轴 18 上；用于可转动地支承曲轴 18 的上、下轴承箱 20, 22；以及压缩组件 24。

压缩组件 24 包括一个由上轴承箱 20 支承的转动涡旋件 26，它通过曲柄销 28 和传动套 30 连接在曲轴 18 上。非转动的第二涡旋件 32 与涡旋件 26 相啮合，并借助多个螺栓 34 和相关的套筒 36 轴向可移动地安装在上轴承箱 20 上。在涡旋件 26 和 32 之间设有欧式联轴节以防止其间的相对转动。

邻近外壳 12 上端设有一隔板 40，在外壳上端形成一排放室 42。

在工作中，当转动涡旋件 26 相对于涡旋件 32 转动时，吸气通过吸入口 44 抽入外壳 12，通在非转动涡旋件 32 设置的入口进入压缩机组件 24。在涡旋件 26 和 32 上设置的相互啮合的涡旋带限定了活动流体袋，由于涡旋件 16 的转动，活动流体袋尺寸减小且在径向往内移动，从而通过入口 46 将吸气压入。然后，压缩气体通过设在涡旋件 32 上的排放口 48 和通道 50 排入排放室 42。一个适当的响

应于压力的排放阀 51 最好设置在排放口 48 内。

涡旋件 32 在其上表面也形成一个环形圆筒形凹槽 52。在设置通道 50 的一条基本上不规则形状的圆筒形件 54 的一端伸入缸 52，并将缸 52 分成上、下室 56 和 58。圆筒形件 54 的另一端密封地固定在隔板 40 上。一环形环 60 固定在涡旋件 32 的上端，并包括一条轴向延伸的凸缘 62，其与圆筒形件 54 滑动地接合，从而密封室 56 的敞开的上端。

圆筒形件 54 包括一条通道 64，其一端通入上室 56。一条流体管路连接于通道 64 的另一端，并通过外壳 12 向外伸至一电磁铁操纵的阀 68。第二条流体管路 70 从阀 68 伸向连接在吸入口 44 上的吸入管路 72，第三条流体管路 74 从阀 68 伸向从排放室 42 外伸的一条排放管路 76。

为了将涡旋件 32 偏压成与涡旋件 26 密封接合的状态，以便进行正常的全负载操作，在涡旋件 32 上设有一个放出孔 78，其在吸入压和排放压之间的一个中间压力下使室 58 和压缩袋之间连通。因此，室 58 将处于一中间压力，该中间压力与在排放口 48 的区域内作用在涡旋件 32 的上表面上的排放压力一起向涡旋件作用一个偏压力，从而迫使涡旋件在轴向上进入与转动的涡旋件 26 密封接合的状态。同时，电磁阀 68 将处于一个位置，在该位置上使上室 56 通过流体管路 66 和 70 与吸入管路 72 流体连通。

为了使压缩组件 24 卸载，电磁阀 68 响应于来自控制组件 80 的信号被启动，中断管路 66 和 70 之间的连通，并使管路 66 与排放管路 76 连通，从而将室 56 的压力增加至排放气体的压力。该排放压力所形成的偏压力将克服密封偏压力，从而使涡旋件 32 从转动

涡旋件 26 轴向向上移动。该轴向移动将在有关的涡旋带尖端和涡旋件 26 和 32 的端板之间形成泄漏通道，因而基本消除吸气的连续压缩。当出现卸载时，排放阀 51 将移至闭合位置，从而防止高压流体从排放室 42 或下游系统的回流。当吸气的压缩被恢复时，电磁阀 68 将被启动至一个位置，在该位置上，在上室 56 和排放管路 76 之间通过管路 66 和 74 的连通将被中断，并使上室 56 处于通过管路 66 和 70 与吸入管路 72 连通的状态，从而释放轴向的分离力，然后，这使室 58 中的中间压力和通道 50 中的排放压力共同作用，再次使涡旋件 32 移入与涡旋件 26 密封接合的状态。

控制组件 80 最好具有一个或多个与其连接的适当的传感器 82，以提供需要的信息，使控制组件 80 决定在该时刻存在的具体条件所需要的卸载程度。在上述信息的基础上，控制组件 80 将向电磁阀 68 送出适当的定时序列信号，使其交替地使流体管路 66 处于与排放管路 76 和吸入管路 72 连通的状态。例如，如果条件指示需要使压缩组件 24 处在 50% 的全功率下工作，控制组件 80 可以启动电磁阀至一位置，在该位置上，使管路 66 与吸入管路 72 连通 10 秒钟，然后再使电磁阀动作，使管路 66 与排放管路 76 连通相同的 10 秒钟。电磁阀 68 以这种方式连续转换，使压缩只在 50% 的工作时间出现，从而使压缩组件 24 的输出功能为其满负载功率的 50%。当监测到的条件变化时，控制组件也改变压缩组件在负载和卸载条件下工作的相对时间，因此，压缩组件 24 可以响应于变化中的系统需求而在全负载即 100% 的功率和完全卸载即 0% 的功率之间变化。

图 2 和 3 表示一种与图 1 所示相似的轴向卸载的涡旋压缩机 34，其主要区别在于使上室 56 与吸入和排放管路流体连通的布置。

因此，相同的部件将使用相同的标号。如图所示，通道 64 已被通道 86 所取代，通道 86 设在一环形件 60 内，其一端通入上室 56 中，另一端穿过一径向朝外的侧壁。一条挠性管路 88 从通道 86 的外端伸向一管接头 90，管接头 90 穿过外壳 12，并带有将管接头 90 连接于电磁阀 68 的第二管路 92。与图 1 所示一样，电磁阀 68 具有连接于吸入管路 72 和排放管路 76 的流体管路 70 和 74，并响应于由传感器 82 监测出的条件由控制组件 80 控制，从而实现非转动涡旋件 32 在图 2 和图 3 所示位置之间的移动，该移动的方式与图 1 所示实施例中所描述的方式相同。虽然本实施例无需从高压的排放室 42 外伸的额外管接头，但是却需要挠性的流体导管路 88，以便适应涡旋件 32 和有关的环形件 60 的轴向移动。应注意的是，在本实施例中，圆筒形件 54 是借助螺母 55 接合在其上端而密封地固定在隔板 40 上的。在本实施例中，排放阀 51 已由固定在外壳 12 上的排放止回阀 93 所取代。应注意的是，在排放流路某处设置了止回阀是为了在压缩机处于卸载状态时防止压缩气体从系统回流而非常需要的。

图 4 和图 5 表示本发明的另一实施例 94，在该实施例中，轴向卸载分离流体压力是直接从压缩机排出的排放气体提供的。在本实施例中，一管形件 96 适当地固定在隔壁 40 上，并包括一条径向外伸的凸缘 98，凸缘 98 在圆筒形凹部中并将其分成上、下室 56 和 58。管形件 96 也形成一条使压缩气体从口 48 流至排放室 42 的通道 50。在管形件中设有轴向孔 100，其上端通向外外部并适于接纳一流体导管 102。导管 102 穿过外壳 12 的顶部伸出并连接于电磁阀 68。电磁阀也具有分别连接于吸入和排放管路 72 和 76 的流体导管 70 和 74，并且以上述相同方式，响应于来自适当的传感器 82 的信号由控

制组件 80 控制。

一阀件 104 可在孔 100 中轴向移动。阀件 104 包括一个减径部分 106, 当在第一位置时, 用于使件 96 中的径向延伸的通道 108 和 110 液体连通, 以便使上室 56 与吸入相通, 而在第二位置时, 用于使径向通道 110 与径向通道 112 流体连通, 以便使来自排放流路 50 的排放气体进入上室 56。还设有一条通道 113, 在阀 104 工作中, 通道 113 在孔 100 的底部和通道 50 之间连通, 以便从阀 104 以下的区域排气。还设有一个弹簧 114, 其有助于使阀 104 偏压至其第二位置, 而通过通道 112 和通道 113 进入孔 100 的高压排放流体用于将阀 104 偏压至其第一位置。

如图所示, 阀件 104 和电磁阀 68 都处于满负载工作位置, 其中, 电磁阀 68 处于使流体导管 102 与吸入管路 72 连通的位置, 而阀件 104 处于使上室 56 通至处于吸入压力的外壳 12 内部的位置。当需要使压缩机卸载时, 电磁阀 68 将被驱动至使管路 112 与管路 74 连通的位置, 从而使高压的排放流体作用在阀件 104 的上端。上述高压流体与弹簧 114 一起使阀件 104 向下移动, 从而关闭径向通道 110 与径向通道 108 的连通, 并打开径向通道 110 和径向通道 112 之间的连通。然后排放压力流体流入上室 56, 因而克服由于室 58 通过通道 78 与中间压力的压缩室连通而产生的中间压力偏动力, 并使涡旋件 32 从转动的涡旋件 26 轴向向上移动。应注意的是, 用于将排放压力流体送至上室 56 的较短流路可保证压缩机的迅速卸载。

图 6 表示与图 4 和 5 所示实施例相似的一个改进实施例, 其区别在于电磁阀 68 位于外壳 12 中。本实施例可以无需设置穿过外壳

高压部分的另外的流体导管，只需要用于驱动电磁阀 68 的供电。在所有其它方面，本实施例的结构和工作都与图 4 和 5 所示实施例的描述基本相同，因而相应的部件使用相同的标号。

虽然在前述各实施例中，非转动的涡旋件是从转动的涡旋件轴向向上移动而卸载的，但是，将相同的原理应用在转动的涡旋件上。图 7~15 表示一系列这样的实施例。

现在参阅图 7，一涡旋压缩机 140 类似于上述各压缩机，不同之处在于，非转动涡旋件 142 不可活动地固定在轴承箱 144 上，而转动涡旋件 146 则可轴向活动。还可以看出，压缩机 140 是一种高压侧机(high side machine)，即，吸入口 149 直接连接在非转动涡旋件 142 上，而外壳 12 的内部处于排放压力下。在本实施例中，转动涡旋件 146 是轴向可移动的，并借助转动涡旋件 146 的主轴承箱 144 间形成的一个压力室 148 被偏压成与非转动涡旋件 142 接合的状态。在主轴承箱 144 中设有一环形凹槽 150，在凹槽 150 中设置一适当的环形弹性密封件 152，其密封地接合转动涡旋件 146 的下表面，以便防止室 148 和处于排放压力下的外壳 12 内部之间的流体连通。在主轴承箱 144 上，环绕轴 18 设有第二环形密封 154 以防流体泄漏。穿过转动涡旋件 146 的端板设有一条小的通道 156 以便使室 148 与处于吸入和排放压力之间的中间压力的压缩室连通。另外，主轴承箱内的一条通道 158 从室 148 向外延伸，一端与流体管路 160 连接。管路 160 的另一端穿过外壳 12 向外伸并连接在电磁阀 162 上。一条第二流体管路 164 在电磁阀 162 和吸入管路 148 之间延伸。

在工作中，向腔 148 供送中间压力的流体，从而偏压转动涡旋

件 146, 使其与非转动涡旋件 142 密封接合。此时, 电磁阀 162 处于防止管路 160 和 162 之间流体连通的位置。为了使压缩机 140 卸载, 电磁阀 162 被驱动至使管路 160 与管路 164 连通的位置, 从而使室 148 中的中间压力通至吸入侧。然后, 压缩袋中的压力使转动涡旋件 146 在图中向下的方向轴向移动, 压缩弹性密封 152, 从而形成通过转动和非转动涡旋件 146, 142 的涡旋带尖端和有关端板的泄漏通路。虽然通道 156 可以继续在此稍高于吸入压力的压力下向室 148 提供流体, 但是, 只要电磁阀 162 处于使吸入管路 149 和室 148 保持流体连通的位置, 通道 158, 流体管路 160 和 164, 以及通道 158 的相对尺寸使得室 148 中压力不足以使转动涡旋件 146 被偏压成与非转动涡旋件 142 密封接合的状态。电磁阀 162 在打开和闭合位置之间循环, 以便和前述方式相同地使压缩机同期性地负载和卸载。

图 8 表示图 7 所示实施例的一种变型 140a, 其中设有多个弹簧 166。弹簧 166 装在轴承箱 144a 中的凹槽 168 中, 抵靠转动涡旋件 146 的端板, 以便有助于迫使转动涡旋件与非转动涡旋件 142 密封接合。弹簧 166 的主要作用是在压缩机 140a 最初启动时为转动涡旋件 146 提供最初的偏压力, 但是, 在工作中当电磁阀 162 闭合时也有助于使压缩机 140a 更迅速地负载。

图 9 表示图 7 和 8 所示实施例的另一种变型 140b。在本实施例中, 外壳 12 设有一个隔件 170, 将其分成一高压排放室 172 和一个低压吸入室, 排放口 174 通过导管 176 连接在高压排放室 172 上, 压缩组件则设置在低压吸入室中。另外, 在本实施例中, 轴密封 154 已由第二环形密封 178 所取代, 第二环形密封位于密封 150b 径向

以内并与其同心。因此，曲柄销 28 和传动套 30 所在区域将处于吸入压力下，从而避免了从也处于吸入压力的油池向其供送润滑油时产生的任何问题。应注意的是，在图 7 和 8 的实施例中的油池处于排放压力，因而不存在与向上述传动件供送润滑油有关的任何问题。

图 10 的实施例 140c 基本与图 9 的实施例相同，不同之处在于，除了由室 148b 中的中间压力形成的偏动力以外，在转动涡旋件 156 和主轴承箱 144 之间还设有多个弹簧 180，其主要是在启动时，但是也在压缩机再次负载中起到对照图 8 所述相似的作用。

在图 11 所示实施例中，非转动涡旋件 182 设有一环形凸槽 184，其中可移动地设置一环形活塞件 186。环形活塞件 186 的下表面抵靠转动涡旋件 146 的端板 189 的一个径向向外延伸的部分 187，并在其上设有径向的内、外环形密封 188，190，其密封地接合凹槽 184 的径向的内、外壁。一条设在非转动涡旋件 182 上的径向延伸的通道 192 与凹槽 184 的上部连通，并具有连接于其外端的流体导管 194。流体导管 194 穿过外壳 12 向外伸向电磁阀 196。一条第二流体导管 198 将电磁阀 196 连接在吸入管路 200 上，而一条第三流体导管则将电磁阀 196 连接在排放管路 204 上。

在正常的全负载工作条件下，转动涡旋件 146 被通过放出通道 208 进入室 206 的中间流体压力偏压而非转动涡旋件密封接合。此时，凹槽 184 的处于环形活塞件 186 上方的区域通过电磁阀 196 及导管 194 和 198 通至吸入侧。当条件指示压缩机需要部分卸载时，电磁阀将被驱动以便使流体导管 194 通过导管 202 与排放管路 204 连通。然后，环形活塞 186 上方区域被排放压力下的流体加压，从而

使转动涡旋件向下轴向移动。如上所述，电磁阀 196 的周期性转换将使压缩机反复负载和卸载，使卸载程度取决于有关传感器和控制组件（未画出）。应注意的是，在本实施例中，压缩机是一高压侧机，因而吸入口 200 直接连接在非转动涡旋件 182 的吸入口上。

图 12 的实施例 208 是上述图 9 的轴向卸载布置和图 9 的转动涡旋件偏动布置的综合。因此，与图 9 和 11 中相应的零件使用相同的标号。在本实施例中，转动涡旋件的中间压力轴向偏压室 148b 完全与由凹槽 184 和环形活塞 186 限定的卸载排放压力偏压室相分离。

以相同的方式，图 13 的实施例是上述图 8 所示中间压力偏压布置和图 11 的轴向卸载偏压布置的综合。因而这些附图中，相应的部件使用相同的标号。

图 14 表示的实施例 212 中，外壳 12 包括一个在排放压力下的上室 214 和一个在吸入和排放压力之间的中间压力的下室 216。因此，吸入管路 234 直接连接在非转动涡旋件 224 上。另外，在转动涡旋件 222 和非转动涡旋件 224 之间绕外周可设置一环形密封 225。通过通道 226 提供的室 216 中的中间压力偏压转动涡旋件 222，使其与非转动涡旋件 224 成密封关系。为了使压缩机 212 卸载，设有一电磁阀 228，一条第一流体管路 230 穿过外壳 12，并连接在下轴承箱 233 中的通道 231 的一端上。一条第二流体管路 232 连接在吸入口 234 和电磁阀 228 之间。当电磁阀 228 被打开时，作用在转动涡旋件 222 的下表面上的中间压力将通过通道 231，流体管路 230，电磁阀 228 和流体管路 232 通至吸入侧。由于通道 231，管路 230 和 232 以及电磁阀 228 所定的尺寸形成大于通过通道 226 的流动容积

加上向轴承箱和转动涡旋件 222 之间区域的泄漏的一个流动容积，因而作用在转动涡旋 222 上的偏动力将被减轻，从而使压缩室中的流体的力可将转动涡旋件 222 从非转动涡旋件 224 轴向移开。一旦电磁阀 228 闭合，外壳 12 的下室 216 中的中间压力流体的泄漏流与来自通道 226 的流一起将迅速地恢复作用在转动涡旋件 222 上的偏压力，从而恢复完全压缩。与上述各实施例一样，电磁阀 228 响应于来自控制组件（未画出）的信号的周期性启动使压缩机周期性地负载和卸载，从而能够进行从 100% 至 0% 的功率调制。

图 15 所示的实施例综合了图 14 的中间压力的下部外壳和转动涡旋件的偏动布置的特征和图 11 所述的排放压力卸载布置。因而相应的部件使用相同的标号。另外，如对照图 8，10 和 13 所作的描述一样，设有多个弹簧 238，其位于设在主轴承箱 242 中的凹槽 240 中，并作用在转动涡旋件 222 的端板的下表面上。如上所述，弹簧 238 主要用来偏压转动涡旋件 222，使其在最初启动时与非转动涡旋件 182 相密封接合，也有助于压缩机 230 的再次负载。压缩机 236 的完全与减小的负载也是以上述相同的方式借助电磁阀 196 的周期性驱动而完成的。

图 16 所示的本发明另一实施例 244 与图 1 的实施例基本相似，包括一个外壳 12，隔板 246 将外壳 12 内部分成一个排放室 248 和一个在吸入压力下的下室 250。一圆筒形件 252 固定在板 246 上，并限定了一条流路 254，其用于从轴向可移动的非转动涡旋件 258 的上排放口 256 输送压缩流体。非转动涡旋件 258 上表面设有一环形凹槽，它被一圆筒形件 252 上径向外伸的环形凸缘 264 分成上、下室 260，262。一条通道 266 使下室 262 与中间压力的压缩袋流体连

通以提供迫使非转动涡旋件 258 与转动涡旋件 268 密封接合的偏压力。一个环形板件 269 固定在非转动涡旋件 258 上，密封地且滑动地接合管形件 252，并用于封闭室 260 的顶部。一个响应于压力的排放止回阀 270 也设置在非转动涡旋件 258 上。

设有一两通路阀 270，通过流体管路 274 连接在排放导管 272 上，并通过流体管路 272 和管形件 252 中的通道 278 连接在上室 260 上。一条通道 280 设置在非转动涡旋件 258 和板 269 之间，并在上室 260 和处于吸入压力的外壳下内部 250 之间延伸。通道 280 的作用是连续地使上室 260 连通于吸气压力。当电磁阀 270 处于闭合位置时，如图所示，压缩机 244 将被完全负载。但是，当响应于选定的监测条件，电磁阀 270 被控制组件（未画出）驱动至打开位置时，上室 260 将被基本增压至排放压力，从而克服用于将非转动涡旋件 258 偏压向转动涡旋件 268 的排放压力和吸入压力的合力。因此，非转动涡旋件 258 轴向向上移动，从而使压缩机 244 卸载。应注意的是，在本实施例中，必须相对于通道 280 的尺寸来选择管路 274 和 276 及通道 278 的尺寸，以便在上室 260 中形成实现卸载的足够压力。另外，上述通道的相对尺寸会影响压缩机 244 在负载和卸载状态之间循环的速度，以及完成和维持卸载所需要的排放气体的体积。

图 17 的实施例与上述图 16 的实施例基本相似，不同之处在于，弹簧偏压室 282 被包括在中间压力室内。因此，相应的部件使用相同的标号。如上所述，弹簧 280 的作用主要是在启动时有助于将非转动涡旋件 158 偏压成与转动涡旋件 244 的密封关系。在所有其它方面，压缩机 244 的操作基本与对照图 1 和 16 所作的描述相同。

图 18 表示按照本发明的另一实施例 284。压缩机 284 包括一外壳 12，它具有一块隔板 286 将其分成排放室 290 和处于吸入压力的下室 292。一圆筒形件 294 适当地固定在板 286 上，并滑动地、密封地接合轴向可移动的非转动涡旋件 296 的一个圆柱形部分，以便限定一条排放口 300 的排放流路 298。一个响应于压力的排放止回阀 302 固定在非转动涡旋件 296 上，用于防止排放流体从室 290 回流入压缩室。非转动涡旋件 296 包括一对设在其外周上的环形阶梯部分 304，306，其与主轴承箱 312 上的互补部分 308，310 配合以限定一个基本呈环形的室 314。另外，非转动涡旋件 296 包括一条径向向外突出的凸缘部分 316，其与主轴承箱 312 上的径向向内突出的凸缘部分 318 配合工作以便限制非转动涡旋件 296 的分离运动。设有一电磁阀 320，通过主轴承箱 312 中的通道 322 和流体管路 324 与室 314 流体连通。流体管路 326 和 328 分别用于电磁阀 320 与排放管路 330 及吸入管路 332 的相互连接。

与上面的描述相似，当压缩机 284 如图所示在正常的完全负载状态下工作时，电磁阀 320 将处于使室 314 通过通道 322 和流体管路 324 和 328 与吸入管路 332 相连通。在上述条件下，室 290 中排放压力流体产生的，作用在非转动涡旋件 296 的流路 298 内的内表面上的偏压力将用于迫使非转动涡旋件 296 与转动涡旋件 334 密封接合。当需要使压缩机 284 卸载时，电磁阀 320 将工作而使室 314 通过流体管路 326，324 和通道 322 与排放压力流体连通。然后，在室 314 中形成的压力将用于克服作用在非转动涡旋件 296 上的偏压力，从而使其轴向向上运动，并与转动涡旋件 334 脱离密封接合，以便使压缩机 284 卸载。为了使压缩机再次负载，电磁阀 320 将工

作，使室 314 中的排放压力流体通过通道 322 和流体管路 324，328 通至吸入管路 322，从而使作用在非转动涡旋件 296 上偏压力可以使其轴向向下地移回到与转动涡旋件 334 密封接合的状态。如上所述，电磁阀 320 的工作响应于一个或多个传感器监测出的系统状态，由一适当的控制组件(未画出)控制，从而使压缩机 284 按照需要周期性地负载和卸载。

图 19 所示的本发明的另一个实施例 336 与图 18 的实施例相似，相应的零件使用相同的标号加符号“'”。在本实施例中，外壳 12' 的下部 192' 处于通过转动涡旋件 334' 内的通道 338 提供的中间压力，也是用于施加向上的偏压力。另外，环形件 340 包括阶梯部分 308'，310'，环形件 340 是单独制造并固定在主轴承箱 342 上的。环形件 340 也包括一个部分 344，它的一部分与转动涡旋件 334' 的端板有重量关系，当压缩机 336 处于卸载状态时用来限制其向上的运动。另外，设有一条内部挠性吸入管路 346，它连接在吸入管路 332' 及非转动涡旋件 396' 上。在管路 346 与非转动涡旋件 296' 的连接部设有一止回阀 348，其用于当压缩机 336 卸载时防止被压缩的流动的回流。在流体管路 328 连接点的上游，在吸入管路 332' 中也可以设置一个吸入控制装置 350。吸入控制装置 350 受控制组件(未画出)控制，用来限制通过吸入管路 332' 的吸入气流，因此，在其下游减小的压力有助于在从卸载到负载操作的过渡期间，以及压缩机 336 最初启动时排空室 314'。在所有的其它方面，压缩机 336 的操作，包括周期性的负载和卸载，都与上面的描述相同。

图 20 表示本发明的另一个实施例 352。压缩机 352 包括一个非

转动涡旋件 354，它借助多个套筒 358 轴向可移动地安装在主轴承箱 356 上，套筒 358 由紧固件 360 固定位置。套筒 358 和紧固件 360 配合工作使非转动涡旋件 354 精确地和不可转动地定位，同时使其可作有限的轴向运动。一个分离环形凸缘环 362 固定在非转动涡旋件 354 上，并与一个径向在外设置的静止凸缘环形件 364 配合从而在其间限定了一个密封的分离室 366。环形件 364 包括一条通道 368，液体管路 370 的一端连接在通道 368 上，另一端连接在电磁阀 372 上。与前面的描述相似，电磁阀 372 包括分别连接在排放管路 378 和吸入管路 380 上的流体管路 374 和 376。压缩机 352 的工作与前面的描述基本相同，电磁阀 372 同期性地使室 366 与排放压力流体和吸入压力流体相连通，从而使压缩机 352 周期性地负载和卸载。

图 21 表示本发明的另一个实施例 382。压缩机 382 综合了压缩机 352 的分离室布置和图 19 所示压缩机 336 的吸入气体供送布置和中间压力外壳。因而相应的部件使用相同的标号加上符号“'”，而且其工作基本上与前面的描述相同。

图 22 表示本发明的进一步变型。压缩机 384 基本与图 16 所示压缩机相同，不同之处在于，压缩机 384 包括一个两通路电磁阀 386，它通过流体导管 390 连接在吸入管路 388 上，一个下面将描述的改进的通道分置，并省去了限定上室 260 的盖 269。图中相应的部件使用相同的标号，加符号“'”。另外，轴向可移动的非转动涡旋件 258' 的安装布置与对照图 20 所作的描述基本相同，因而相应的部件使用相同的标号加上符号“'”。在本实施例中，电磁阀也通过第一流体管路 392，第二内部挠性流体管路 394 和非转动涡旋件 258' 中

径向延伸的通道 396 连接在室 262" 上。另外，设有多个分离弹簧 398，其与套筒 358' 共轴设置，在主轴承箱 400 和非转动涡旋件 258" 的下表面之间延伸。

在正常的全负载工作中，作用在非转动涡旋件 258" 的通道 254" 内的内表面上的排放压力和通过通道 266" 输入的室 262" 中的中间压力流体所产生的合力偏压，非转动涡旋件 258"，使其与转动涡旋件 268" 密封接合。在上述条件下，电磁阀 386 将处于闭合位置，从而防止室 262" 和吸入管路 388 之间的流体连通。当监测到的系统状态指示需要使压缩机 383 卸载时，电磁阀 386 将打开，从而使室 282" 通过通道 396，以及管路 394，392 和 390 与吸入管路 388 相通，从而减轻在非转动涡旋件 258" 上的中间偏压力。由于上述偏压力减轻，来自两涡旋件间压缩的流体和弹簧 398 的作用力的合力将使非转动涡旋件 258" 从转动涡旋件 268" 轴向移开，脱离与它的密封接合状态，从而使压缩机 384 卸载。当然，通道 396，管路 394，392 和 390，以及电磁阀 386 相对于通道 266" 所定的尺寸应保证室 262" 的充分畅通。响应于上述系统状态，压缩机 384 的周期性卸载和负载以同上面描述基本相同的方式完成。

本发明也适用于双转动涡旋式压缩机。图 23~28 所示为这种压缩机。

图 23 表示一种双转动涡旋压缩机 402。压缩机 402 包括第一和第二涡旋 404，406，它们由轴向相互偏置的上、下轴承件 410，412 支承在外壳 408 中。上轴承件 410 是在一板件 415 中形成的，板件 415 也用于限定一个排放室 414，从上涡旋件 404 的排放口 416 排出的压缩流体通过通道 418 流入排放室 414。排放口 416 上重叠设

置一个排放止回阀 420。下涡旋件 406 可转动地支承在下部壳体 422 中。一个上部壳体包围上涡旋件 404，固定在下部壳体 422 上，并与下部壳体 422 和上涡旋件 404 一起限定一个中间压力偏压室 426 和一个分离室 428。一条流体通道 430 设置在上涡旋件 404 中，从中间压力的压缩袋延伸至偏压室 426，以便向其提供流体压力，它与作用在上涡旋件 404 的通道 418 内的排放流体压力一起偏压上涡旋件 404，使其在完全负载工作中与下涡旋件 402 密封接合。

在上涡旋件 404 中还设置一条第二通道 432，从分离室 428 延伸至上涡旋件 404 的圆柱形外壳部 436 的外周上形成的环形凹槽 434。环形凹槽 434 与一条轴承件 410 中设置的，且径向向外穿过板件 415 的通道 438 连通。

设有一电磁阀 440，它的工作由一控制组件(未画出)响应于由适当传感器(未画出)监测到的系统状态来进行控制。电磁阀 440 包括一条连接于通道 438 的第一流体导管 442，一条连接于排放管路 448 的第二流体管路和一条连接于吸入管路 452 的第三流体管路 452。

当压缩机 402 在完全负载条件下工作时，电磁阀 440 将处于使分离室 428 通过通道 432，凹槽 434，通道 438，以及管路 442 和 450 与吸入管路 452 连通的位置。为了使压缩机 402 卸载，电磁阀将使室 428 连接于排放管路 448，从而使其加压至排放压力。室 428 中排放压力流体产生的力用于使涡旋件 404 轴向移离涡旋件 402，与其脱离密封接合状态，从而使压缩机卸载。电磁阀的工作将使压缩机 402 以和上面的描述基本相同的方式周期性地卸载。

图 24 表示按照本发明另一实施例的双转动涡旋式压缩机 454。

压缩机 454 在结构和工作上与压缩机 402 基本相同，不同之处在于，压缩机 454 未设中间压力偏压室，而只利用排放压力来偏压可轴向移动的上涡旋件，使其与下涡旋件密封接合。因而相应的部件使用相同的标号加上符号“'”。

图 25 表示另一实施例的双转动涡旋式压缩机 456。压缩机 456 与压缩机 402 和 454 基本相同，不同之处在于，压缩机 456 未设置压缩机 402 中的那种中间压力偏压室，而是采用了在上部壳体 424" 的径向向内延伸部分 460 和上涡旋件 404" 的上表面之间延伸的多个弹簧 458。因而与压缩机 402 相应的部件使用相同的符号加上符号“'”。弹簧 458 用于与通道 418" 中的排放压力共同轴向地偏压上涡旋件 404"，使其与下涡旋 402" 密封接合。在所有其它方面，压缩机 456 的工作与前面的描述基本相同。

图 26 表示另一实施例的双转动涡旋式压缩机 462。压缩机 462 与压缩机 402，454 和 456 很相似，相应的部件使用相同的件号加上符号“'''”。

如图所示，压缩机 462 装在密封外壳 464 的底部，与压缩机 402，454 和 456 相比，处于颠倒位置。排放口 466 设在涡旋件 406''' 上，用于通过止回阀 470 将压缩流体排至一个室 468，从室 468 通过一条穿过传动轴 476 的通道 474 流向设在外壳上部中的电机室 472。驱动电机设在电机室 472 中并包括一个定子 478 和一个固定在曲轴 476 上的转子 480。轴向可移动的涡旋件 404''' 可转动地支承在壳体 464 下端部 483 中形成的一圆筒形轴承箱 482 中，并形成一排放压力偏压室 484。为了向室 484 运送排放压力流体，在主轴承箱 488 中设有一条通道 486，它连接于下部壳体部分 483 中的第二通

道 490。通道 490 通入室 484，因而将高压排放流体从电机室 472 送至室 484，以偏压涡旋件 404^m，使其与涡旋件 406^m 在正常的全负载工作中密封接合。一条第二通道 432 从凹槽 434^m 穿过下部壳体部分 483 至流体导管 442^m。应注意的是，室 484 也可以通过设置一条从介于吸入压力和排放压力的压缩袋穿过涡旋件 404^m 的端板并通至室 484 的通道而增压至中间压力，从而无需设置通道 486 和 490。或者，排放压力流体也可以借助一条穿过涡旋件 404^m，从口 466 通入的控制袋延伸至室 484 的通道向室 484 供送。

压缩机 462 的工作，包括由控制组件和有关传感器(未画出)控制，响应于电磁阀 440^m 的驱动而进行的负载和卸载，都与压缩机 454 的工作基本相同。

在图 27 表示的另一实施例的双转动涡旋式压缩机 494 中，下部主动涡旋件可轴向移动。压缩机 494 包括一外壳 496，其中可转动地支承着上、下涡旋件 498，500。设有一隔板 502，将排放室 504 与下部吸入压力室 506 分开，还包括一个圆筒形轴承部分 508，其用于借助圆柱形部分 510 可转动地支承上涡旋件 498，圆柱形部分 510 内限定一条从排放口 514 经过排放止回阀 516 至排放室 504 的排放流路 512。上涡旋件 498 包括一环形腔 518，它以向外面对的关系通至下涡旋件 500。一环形活塞件 520 活动地设置在环形腔 518 中，用于响应设在活塞件 520 上方的分离室 522 的压力将分离力作用在下涡旋件 500 上。为了向室 522 提供排放压力流力，在涡旋件 498 中设有一条通道 524，从室 522 穿过圆柱形部分 510，并从圆柱形部分 510 径向向外地通入一环形凹槽 526。一条第二通道 528 基本径向向外地穿过板 502 并连接于流体管路 530，管路 530 则连接

于电磁阀 532。电磁阀 532 也具有一条伸向排放导管 536 的流体管路 534 和另一条向吸入管路 540 的流体管路 538。

下部涡旋件 500 通过下部轴承 542 可转动地被支承，并包括一个带内花键的中心毂部 544，其适于可轴向移动地接纳一个具有互补花键的驱动轴 546。一条中间压力放出通道 548 在下涡旋件 500 端板上形成，用于将偏压流体从中间压力压缩袋送向其下方的偏压室 550。端板 552 固定在上涡旋件 498 上，并包括一条环形凹槽 554，其中设有一条环形密封 556。密封 556 接合下涡旋件 500 的下表面以便使室 550 与吸入压力室 506 相密封。

在完全负载工作中，由于室 550 中的中间压力流体产生的力，下涡旋件 500 被轴向向上偏压，与上涡旋件 498 密封接合。在上述状态下，电磁阀处于使室 522 与吸入管路 540 流体连通的位置。当系统条件指示需要较低的输出功率时，电磁阀被驱动至使室 522 与排放管路 536 流体连通的位置从而使 522 增压，使活塞 520 进行轴向向下的运动。活塞 520 又使下涡旋件 500 轴向向下移动，与上涡旋件 498 脱离密封接合。当电磁阀循环回使室 522 通至吸入管线 540 的位置时，室 550 中的中间压力产生的偏压力使下涡旋件 500 返回与上涡旋件 498 密封接合的状态。一控制组件和有关的传感器，以同上面的描述相同的方式控制在负载和卸载之间的循环工作。

图 28 表示另一实施例的双转动涡旋式压缩机 558，它与对照图 27 所作的描述基本相同，不同之处将在下面描述，相应的部件使用相同的标号加上符号“'”。压缩机 558 采用通过通道 560 送至室 550' 的排放压力流体偏压下涡旋件 500'，使其与上涡旋件 498' 密封接合。压缩机 558 的其它工作与前面的描述基本相同。

图 29 表示本发明另一实施例的压缩机 562。压缩机 562 与图 20 所示压缩机 352 相似，不同之处将在下面描述，因而相应的部件使用相同的标号加上符号“'”。压缩机 562 设有构成外壳 566 一部分的隔板 564，并将外壳内部分成一个高压排放室 568 和一个低压吸入部分 570。隔板 564 包括一个中央圆筒形部分 572，它适于可密封地移动地接纳可轴向移动的非转动涡旋件 354' 的一个圆柱形部分 574。圆柱形部分 574 包括多个与部分 572 上的开口 578 对准的径向开口 576，以便限定从排放口 580 经排放止回阀 582 至排放室 568 的气体通道 579。一盖板 584 固定在圆柱形部分 574 上以封闭通道 579 的上端，也与圆筒形部分 572 一起限定一个在其间的中间压力偏压室 586。一条流体通道 588 从中间压力的压缩袋延伸至室 586，用于提供将轴向可移动的涡旋件 354' 偏压成与转动涡旋件 590 密封接合状态所需的流体压力。包括压缩机 562 的循环负载和卸载的操作与对压缩机 352 和上述其它实施例的描述基本相同。

图 30 表示本发明另一变型的压缩机 592。压缩机 592 与图 29 所示压缩机 562 基本相同，不同点将在下面描述，因而相应的部件使用相同的标号加上符号“'”。压缩机 592 装有一个两通路的电磁阀 594，它具有一条连接于室 586' 的流体管路 596 和一条连接于吸入管路 380' 的第二流体管路 598。另外省去了件 362' 和 364'，代之以偏压弹簧 600，其共轴地套在套筒 358' 上。

在完全负载工作中，室 586' 中的中间压力产生的偏压力将向下偏压轴向可移动的非转动涡旋件 354'，使其与转动涡旋件 590' 密封接合，上述工作方式与前面的描述相同，并将克服弹簧 600 产生的分离力。当系统状态指示需要卸载时，电磁阀 594 从闭合

状态(防止室 586"" 在完全负载工作中与吸气侧相通)转换成打开状态,从而使室 586"" 与吸入管路 380"" 相通并减轻作用在涡旋件 354"" 上的偏压力。由于偏压力减轻,因而弹簧 600 及压缩中的流体的压力产生的力将使轴向可移动的涡旋件 354"" 向上移离与转动涡旋件 590"" 密封接合的状态。如前所述,电磁阀 594 将由控制装置响应于有关传感器而控制,周期性地使压缩机 592 负载和卸载,从而实现所需的功率调制程度。

虽然在前述各实施例中都是密封电机型压缩机,但是,本发明也适用于采用外部驱动的压缩机,例如自动空调系统的压缩机。在这种环境中使用本发明可以无需现今系统中通用的昂贵的离合器系统。

图 31 表示一种专用于外部动力源的压缩机 602。压缩机 602 在结构上与图 16 所示压缩机 244 相似,不同之处将在下面描述,因而相应部件使用相同的标号加上符号""。

压缩机 602 装有一个三通电磁阀 604 以替代压缩机 244 的两通路电磁阀,因而它包括连接于排放管路 272"" 的流体管路 606 和连接于吸入管路 610 的第二流体管路 608。应注意的是,如果需要,在相同的布置中也可以使用两通路电磁阀。由于电磁阀 604 用来在卸载时将上室 260"" 直接通向吸入管路 610,因而省去了在压缩机 244 中设置的连续敞开的通路 280。压缩机 602 的传动轴 612 穿过适当的轴承装置 616 和密封装置 618 伸出外壳 614,并适于连接在一个适当的外部动力源上,例如通过普通的皮带轮和 V 型皮革或类似装置连接在一汽车发动机上。

在工作中,外部动力源连续地驱动传动轴 612,使转动涡旋件

268"连续转动。当系统状态指示需要冷却时，电磁阀 604 被适当的控制装置定位，以便使室 260"与吸入管线 610 流体连通，从而减轻了分离力，使通过通道 266"供送中间压力流体的室 262"能够产生一个偏压力，该偏压力与作用在非转动涡旋件 258"的通道 254"内的表面上的偏压力一起，将使非转动涡旋件 258"偏压成与转动涡旋件 268"密封接合的状态。当系统的要求已被满足时，电磁阀 604 被驱动至使室 260"与排放管路 272"连通的位置，从而产生一分离力，使非转动涡旋件轴向移离与转动涡旋件 268"密封接合的状态，从而使压缩机 602 卸载。压缩机 602 的周期性控制以和上面描述相同的方式实现，因而当这种系统在汽车中应用时可以无需设置离合器。

虽然在前述各实施例中使用被压缩机的流体来实现各压缩机的负载和卸载，但是，本发明也可以使用其它类型的产生力的装置来实现两涡旋件中某一涡旋件的轴向移动，从而完成这一卸载。这种布置的实施例将对照附图 32~34 进行描述。

图 32 表示一密封压缩机 620，它包括一个外壳 622，一个板 624 将外壳内部分成一个排放室 626 和一个吸入压力的下部 628。一轴承箱 630 固定在外壳 622 中并可转动地支承着一根曲轴 632，曲轴 632 被驱动地连接在转动涡旋件 634 上。一个轴向可移动的非转动涡旋件 636 借助套筒 638 和紧固件 640 安装在轴承箱 630 上，因此，涡旋件 636 可沿套筒 638 滑动，但是不可作周向或径向运动。非转动涡旋件 636 在上表面有一偏压室 642，环形凸缘件 644 的一端伸入其中。凸缘件 644 的另一端固定在板 624 上。非转动涡旋件 636 的一个圆筒形部分 646 向上穿过环形凸缘件 644 伸入排放室 626，以形成一条从排放口 650 通过止回阀 652 向上延伸的排放通道

648。邻近部分 646 的上端设有多个周向间隔开来的径向开口 654，从而使通道 648 与排放室 626 连通。一盖板 656 固定在部分 646 的上端，并且也包括使排放流体进入排放室 626 的开口 658。非转动涡旋件 636 也包括一条从中间压力的压缩袋伸至偏压室 642 的通道 660，因而可向室 642 提供中间压力的流体，以便将非转动涡旋件 636 在正常的全负载工作中轴向地偏压至与转动涡旋件 634 密封接合的状态。当然，这个中间压力产生的偏压力受助于作用在非转动涡旋件 636 的上表面的排放压力。

在本实施例中设有一个卸载机构 662，它包括一个支承在圆筒形凸缘支承件 666 上的适当的施加压力的促动器 664，支承件 666 则密封地固定在一个设在外壳 622 顶部上的管接头 668 上。促动器的轴 670 向下伸过件 666 和接头 668，且其下端连接在盖板 656 上。促动器 664 可以是任何适当类型的，它可以将一个拉力作用在非转动涡旋件 636 上，例如它可以是一个电驱动的螺线管，一个气动或液压驱动的活塞和缸装置，或者是任何类型的机械、磁、电机、液压、气动、或弹簧式装置。促动器的工作由一控制组件 672 响应于由适当的传感器 674 监测的系统状态而进行控制。

如前所述，在全负载工作状态下，室 642 中的中间压力流体将与通道 648 中的排放压力流体共同偏压非转动涡旋件 636，使其与转动涡旋件 634 密封接合。当系统状态指示需要卸载时，控制组件 672 将使促动器 664 工作，以便在非转动涡旋件 636 上作用一个分离力，从而使其从与转动涡旋件密封接合的状态移离。当需要恢复全负载工作时，促动器 664 将被再次启动，从而使中间压力室 642 的偏压力和通道 648 中的排放压力再次使非转动涡旋件 636 移入与

转动涡旋件 634 密封接合的状态。促动器 664 设计得能够迅速地循环工作，以便能够以和前面所描述的相同方式使压缩机 620 周期性地负载和卸载。

图 33 表示图 32 的实施例的一个变型，其中相应的部件使用相同的标号加上符号“'”。在本实施例中，促动器 664' 位于外壳 622' 中，促动器接头 676 从外壳 622' 伸出。在所有其它方面，压缩机 620' 都按照和对照图 32 所作描述相同的方式工作。

图 34 所示的密封压缩机 880 综合了图 4 和 33 所示的压缩机的某些特征。压缩机 880 包括一个外壳 882，一个板 884 将外壳内部分成一个上室 886 和一个处于吸入压力的下室 888。一个主轴承箱 890 设置在下室 888 中，用于可转动地支承传动轴 892，轴 892 连接于一转动涡旋件 894，该涡旋件也支承在主轴承箱 890 上。一个非转动涡旋件 896 轴向可移动地安装在主轴承箱 890 上，并包括在其上端的一个腔，由内、外圆筒形突出部 898, 900 限定。一个圆筒形凸缘件 902 密封地固定在板 884 上，并在突出部 898 和 900 之间向下延伸并与两突出部可移动地密封接合，从而将上述腔分成上部分离室 904 和下部的中间压力偏压室 906。在非转动涡旋件 896 中的一条通道 907 用来使偏压室 906 与一流体袋连通，该流体袋正在受压缩并处在介于吸入压力和排出压力的中间压力下。件 902 的内部与突出部 898 一起限定一条从排放口 910 经过止回阀 912 至排放室 886 的排放气体通道 908。

如图 34A 清楚地所示，在件 902 中设有一条轴向延伸的孔 914，在孔中设有一轴向可移动的阀件 916。阀件 916 包括一个邻近于其下端的减径部分 918，当阀件处于第一位置时，其用来使分离

室 904 通过径向延伸的通道 920 和 922 与通道 908 中的排放压力流体连通，而当阀件处于第二位置时，其用于使分离室 904 通过径向延伸的通道 922 和 924 与下室 888 中的吸入压力流体连通。另外，一径向通道 926 从孔 914 的底部向外伸至排放通道 908 以便于阀件 916 在通道中的运动。

如图所示，阀件 916 轴向向上穿过排放室 886 并向外穿过外壳 882，并连接在一个适当的促动器 928 上，促动器 928 固定在外壳 882 上，促动器使阀件在上述的第一位置和第二位置之间移动。当阀件 916 穿过外壳 882 时，一管接头 930 包围阀件 916，适当的密封防止流体从排放室 886 的泄漏。促动器 928 可以是能够使阀件 916 在上述第一和第二位置间作往复运动的任何适当的装置，例如一个螺线管或任何其它的电、电—机、机械、气动或液压驱动装置。应注意的是，如果需要，促动器也可以装在外壳 882 内部。

在全负载工作中，在偏压室 906 中的中间压力与作用在非转动涡旋件 896 的通道 908 中的表面上的排放压力一起轴向地偏压非转动涡旋件 896，使其与转动涡旋件 894 密封接合。此时，阀件 916 处于使分离室 904 通过通道 922 和 924 与处于吸入压力的下室 888 连通。为了使压缩机 880 卸载，促动器 928 工作以便将阀件 916 移至使分离室 904 通过通道 920 和 922 与通道 908 中的排放压力流体连通的位置。室 904 增压产生的力使非转动涡旋件移离与转动涡旋件 894 密封接合的状态，从而使压缩机 880 卸载。为了使压缩机 880 再次负载，促动器 928 工作以便使阀件 916 能够移回其初始位置，在初始位置上，室 904 中的排放压力将通过通道 922 和 924 通至处于吸入压力的下室 888，因而使室 906 中的中间压力和通道 908 中的

排放压力流体能够使非转动涡旋件移回与转动涡旋件 894 密封接合的状态。因此，促动器 928 的周期性时间脉冲促动使压缩机的功率能够按照和前面描述的相同方式被调制。

图 35 表示图 32 和 33 所示实施例的另一种变型。在本实施例中，压缩机 678 包括一非转动涡旋件 680，它固定地装在轴承箱 682 上，转动涡旋件 684 可轴向移动。压缩机 678 包括一个适当的施加力的装置 686，它的形式为一个在轴承箱 682 的凹筒 688 中固定在轴承箱 682 上的环形电磁线圈，其在转动涡旋件 684 下面。一个适当的磁响应件 690 位于施加力的装置 686 内并抵靠在转动涡旋件 684 的下表面上。在本实施例中，施加力的装置 686 在转动涡旋件 684 上作用一个轴向向上的力，从而迫使其与非转动涡旋件 680 密封接合。压缩机 678 的卸载是通过下述方式完成的：除去施加力的装置 686 的促动作用，从而减小产生偏压力，使正在压缩的流体产生的分离力能够使转动涡旋件 684 移离与转动涡旋件 680 密封接合的状态。通过按照与前面描述基本相同的方式控制施加力的装置 686 可以容易地完成循环时间脉冲的负载和卸载。

应注意的是，虽然上述压缩机 686 中使用的电磁施加力的装置，但是也可以使用其它适当的施加力的装置来代替，例如，使用机械、磁、电磁、液压、气动或机械弹簧式装置。

本发明的前述实施例中已经讲到各种通过轴向分离有关涡旋件实现卸载的装置，但是，本发明也可以径向分离两涡旋带的凸缘面，从而提供压缩袋间的泄漏通路，以便实现卸载。下面对照图 36~44 描述这种卸载方法的实施例。

图 36 表示一个径向卸载的压缩机 692。压缩机 692 与前述各压

缩机基本相似，包括一个具有一排放室 696 和一个处于吸入压力的下室 698 的外壳 694。一轴承箱 700 支承在外壳 694 中，具有一个轴向可移动地装在其上非转动涡旋件 702 和一个支承在其上的转动涡旋件 704，涡旋件 704 适于被曲轴 706 驱动。一个中间压力偏压室 708 设在非转动涡旋件 702 的上端，从压缩袋通过通道 710 向其提供中间压力流体，从而轴向地偏压非转动涡旋件，使其与转动涡旋件 704 密封接合。

轴承箱 700 包括多个基本相同的周向间隔开来的室 712，在每个室 712 中可移动地设有一活塞 714。每个活塞 714 包括一个轴向从其向上突伸的销 716，穿过轴承箱 700 上表面的开口 718，并穿入非转动涡旋件 702 的相应轴向对准的开口 720 中。一弹簧 722 设在每个开口 720 中，并在固定在非转动涡旋件 702 上的圆筒形弹簧限位器 724 和每个销 716 的上端之间延伸，用于在销上作用一个轴向向下的偏压力。如图所示，每个销 716 包括一个第一直径的上部 726 和一个较大直径的下部 728。各销 726 围绕转动涡旋件 704 的圆周设置。一个环形歧管组件 729 固定在主轴承箱 700 的下部，封闭各室 712 的下端。歧管组件 729 包括一条环形通道 731，各个轴向延伸的通道 733 从通道 731 向上通入每个室 712。

如图 37 清楚所示，曲轴 706 的偏心销 730 借助套筒 732 连接在转动涡旋件上，套筒 732 可转动地设在转动涡旋件 704 上的毂部 734 中。套筒 732 包括一个基本呈椭圆形的开口 736，开口 736 沿其一侧有一平面 738，开口 736 适于接纳偏心销 730，偏心销 730 也有一个可与平面 738 接合的平面 740，因此传动力传递至转动涡旋件 704。如图所示，开口 736 所定尺寸使套筒和有关的转动涡旋件 704

可以相互相对移动，因而转动涡旋件运行的转动半径可以从两涡旋带的凸缘面密封接触时的最大值减少至两凸缘面相互间隔开来的最小值。

压缩机 692 也包括一个三通电磁阀 742，它具有一条与环形通道 731 连接的流体管路 744，一条与吸入管路 748 连接的第二流体管路 746，以及一条与排放管路 752 连接的第三流体管路 750。

在全负载工作状态下，电磁阀 742 处于使每个室 712 通过通道 733，通道 731 和流体管路 744 和 746 与吸入管路 748 连通的位置。因此，每个活塞和有关的销被弹簧 722 保持在低位上，从而使转动涡旋件可自由地以其最大半径运转。由于轴向可移动的非转动涡旋 702 被偏压室 708 偏压得与转动涡旋件密封接合，因而压缩机 692 将以全功率工作。为了使压缩机 692 卸载，电磁阀被驱动使排放管路 752 与环形室 731 连通，环形室 731 又使每个室 712 增压至排放压力，以便每个活塞 714 和有关的销 716 轴向向上移至完全抬起位置，如图 39 所示。由于排放压力流体作用在各活塞 714 上的力不足以克服迫使转动涡旋件径向向外的力，因而当转动涡旋件从其移离时，销 716 将顺序地向上移动。一旦所有销都已上移，销 716 的大直径部分 728 将处于接合转动涡旋件 704 圆周上设置的拱形切口 754 的位置(如图 38 所示)，从而使转动涡旋件 704 的运转半径减少至两凸缘面不再密封接合的最小值，因而使压缩机完全卸载。应注意. 的是，销 716 在周向上隔开使得在整个运动涡旋件 704 的轨道上至少两个相邻的销与相应的切口 754 接合。当负载工作恢复时，电磁阀将返回使室 712 通过通道 733，731 和管路 744，746 连通吸入管路 748 的位置，从而使弹簧 722 向下偏压每个销 716 和有关的活塞

714 至一个位置,在该位置上,各销的减径部分 726 处于与切口 754 径向隔开的关系的位置,从而转动涡旋件 704 能够恢复最大运转半径,使全功率压缩得以恢复。

在图 40 所示的图 36~39 的实施例的变型中,采用一个两通路电磁阀 758,它具有分别与室 712 和排放管路 752' 相连的流体管路 760 和 762。在本实施例中,每个室 712 在其下端有一条通道 764,它与处于吸入压力的外壳 694' 的下部 698' 连续连通。因此,每个室 712' 连续与吸气侧相通。为了使压缩机 756 卸载,电磁阀打开,从而使每个室 712' 与排放管路 752' 的排放压力流体连通,把每个活塞 714' 压至抬起位置。压缩机 756 的其余部分与压缩机 692 的相应部分基本相同,因而使用相同的标号加上符号“'”。同样,压缩机 756 的工作在其它各方面与压缩机 692 基本相同。

图 41 和 42 表示图 36~40 所示各实施例的一个变型 766。在本实施例中,未设切口 754,而代之以两个圆形开口 768。只设有两个销 716"。相关于销 714" 的减径部分 726" 的圆形开口 768 的直径使得当转动涡旋件 704" 正在以其最大运转半径运行时,其间有一个小间隙。当销 716" 的较大直径部分 728" 移入开口 768 时,转动涡旋件 704" 的运转半径将减少至最小,因而中止两涡旋带的凸缘面之间的密封关系。

另外,在本实施例中,弹簧 722 已被中间压力布置所取代,这包括一条在涡旋件 702" 内的从中间压力偏压室 708" 延伸入件 724" 上端的通道 770。因此,销 716" 将被中间压力流体偏压至低位。在其它各方面,压缩机 766 的结构和工作与压缩机 692 基本相同,因而相应的部件使用的标号与图 35 中所用标号相同,再加上符号“"”。

图 43 和 44 表示径向卸载的涡旋式压缩机的另一种布置。压缩机 772 在结构上与压缩机 692 基本相似, 包括一外壳 774, 一隔板 776 将外壳内部分成一个上部排放室 778 和一个处于吸入压力的下部 780。一个主轴承箱固定在下部 780 中, 并包括一个第一件 782, 轴向可移动的非转动涡旋件 784 借助套筒 786 和紧固件 788 固定在第一件上, 第一件也轴向支承着转动涡旋件 790。主轴承箱的第二件 792 固定在件 782 的下端上, 可转动地支承着一根传动曲轴 794, 并且与第一件 782 和转动涡旋件 790 一起限定一个基本封闭的腔 796。转动涡旋件 790 包括一个中央毂部 797, 其圆锥形外表面适于通过套筒 800 与设在曲轴 794 上的偏心销 798 在传动中相配合。销 798 和传动套筒 800 与图 37 中所示基本相同, 使转动涡旋件 790 的运转半径可在两涡旋带的凸缘面密封接合的最大值和两涡旋带的凸缘面分开的最大值之间变化。

非转动涡旋件 784 包括一个在其上端的腔, 其中设置一浮动密封件 802, 以便限定一个中间压力偏压室 804, 通过通道 806 向室 804 提供介于吸入和排放压力的中间压力下的正在压缩的流体, 从而轴向偏压非转动涡旋件 784, 使其与转动涡旋件 790 密封接合。浮动密封件 802 的上端密封地接合板 776, 并与非转动涡旋件 784 一起限定一条从排放口 810 经过排放止回阀 812 和板 776 上的开口 814 至排放室 778 的排放流体流路 808。

一活塞件 816 轴向可移动地设置在腔 796 中, 并设有适当的密封, 从而在腔 796 下端限定了一个密封的分离室 818。多个弹簧 820 从件 782 的径向向内延伸的凸缘部分 822 延伸入活塞件 816 上设置的适当凹筒 824 中, 用于将活塞件 816 轴向向下地压离毂部 797。另

外，活塞件 816 包括在其上端的圆锥形径向朝内的表面 826，其适于接合与其互补的中央毂部 797 的外圆锥形表面。

如图所示，也设有一个三通电磁阀，它通过管路 830 与分离室 818 相连，通过管路 834 与吸入管路 832 相连，通过管路 838 与排放管路 836 相连。但是，应注意的是，也可以用一个只连接于吸入管路的两通路电磁阀替代三通电磁阀 828。在这种情况下，需要设置一个从下室 818 穿过件 792 通入区域 780 的放出孔来通向排放压力流体，这与对照图 38 所作的描述有些相似。

在全负载工作状态下，电磁阀 828 处于使分离室 818 通过管路 830 和 834 与吸入管路 832 连通的位置，从而将室 818 保持在吸入压力下。弹簧 820 的作用是将活塞件保持在图 41 所示的下位，在该位置上，其圆锥形表面 826 稍许与转动涡旋件 790 的毂部 796 的外圆锥形表面间隔开来。

当需要卸载时，电磁阀 828 被驱动到使排放管路 836 通过管路 838 和 830 与分离室 818 连通的位置，从而使室 818 基本增至排放压力。室 818 增压引起的偏压力使活塞件 816 克服弹簧 820 的偏压力而轴向向上地移动，并使圆锥表面 826 移入与转动涡旋件 710 的毂部 796 的外圆锥形表面接合的状态。活塞件 816 继续向上移至图 44 所示位置，将使圆锥形表面 826 减小转动涡旋件 790 的运转半径，因此，其涡旋带的凸缘面不再与非转动涡旋件的凸缘面密封接合，从而停止进一步压缩流体。为了恢复压缩，电磁阀被驱动至一个使室 818 通过管路 830 和 834 与吸入管路 832 连通的位置，从而使弹簧 820 可以将活塞件 816 压至图 43 所示的低位。

应注意的是，虽然图中所示压缩机 792 包括轴向向下偏压活塞

件 816 的弹簧 820,但是,在某些应用场合也可以不设上述偏压件,而依靠圆锥形表面 826 与毂部 796 的圆锥形表面接合的作用在活塞 818 上的轴向分力来使活塞件移离转动涡旋件 790。另外,电磁阀 828 的目的是借助一个控制组件和有关的传感件(未画出),响应于变化的系统状态,按照和对其它实施例的描述基本相同的方式,被周期性地控制。

还应注意的是,在前述各实施例中描述的各种特征不应视为只能在该实施例中使用,某一实施例的特征也可以在另一实施例中使用,作为增加的特征或取代所述另一实施例中的某些特征。例如,在某些实施例中的外壳上设置的排放止回阀可以由其它实施例中的邻近排放口的排放止回阀取代,反之也是可以的。同样,图 19 和 21 的实施例中所使用的吸入控制组件也可用于其它实施例。另外,虽然在许多实施例中,电磁阀及有关管路设在外壳外面,但是,如果需要,它们也可设在壳内。

上述各实施例的目的是当压缩机处于卸载状态时转动涡旋件仍被连续驱动。显然,当压缩机处于卸载(不进行压缩)状态时,驱动转动涡旋件所需要的功率显著地小于压缩机全负载时所需功率。因此,最好设有另外的控制装置,以便在上述负载减小状态下工作时提高电机的效率。

这种实施例表示在图 45 中,它包括一电机压缩机 840,它设有一个三通电磁阀 842,电磁阀通过管路 846 与排放管路 844 连接,通过管路 850 与吸入管路 848 连接,用来选择性地使压缩机卸载机构与吸入管路连通或通过管路 852 与排放管路连通。电磁阀 842 响应于传感器 856 监测的系统状态,通过线 855 由控制组件 854 控

制。这种系统可示意地代表上述任一实施例，应注意的是，可以使用一个二通路电磁阀代替图中所示的三通电磁阀 842。为了在减小负载工作状态时提高驱动电机的效率，还设有一个电机控制组件 858，它通过线 860 连接在压缩机电机电路中，并通过线 862 连接在控制组件 854 上。可以看出，电机控制组件 858 将响应于来自控制组件 854 的指示压缩机正处于卸载工作状态的信号而工作。响应于上述信号，电机控制组件将工作以改变一个或多个压缩机工作参数，从而改善在负载减小期间的效率。上述工作参数包括任何影响工作效率的可变控制因素如减小电压或改变电机的运转电容。一旦控制组件 854 向电机控制组件 858 发出压缩机正返回全负载工作状态的信号，电机控制组件 858 即工作以恢复上述改变了的工作参数，以便使电机在全负载工作中达到最大效率。

上述压缩机卸载布置特别适于以低成本、高效的方式提供大范围的功率调制，与现有技术的功率调制装置相比较，使系统达到最大总体效率。但是，在某些工作状态下如冷凝器入口压力处于低水平时，最好降低压缩机的压缩比，以避免在系统功率减小的某些水平上致冷剂的过度压缩。

图 46 所示压缩 864 具有上述循环或脉动卸载的优点，也具有用于减小压缩机压缩比的装置，从而增加了压缩机在任何工作条件下提高效率的能力。压缩机 864 与图 1 所示压缩机 10 基本相同，不同之处将在下面描述，因而相应的部件使用相同的标号加上符号“'”。

压缩机 864 包括非转动涡旋件 32' 上的开口 866，868，分别通入压缩袋 870，872。口 866 和 868 与通道 874 连通，通道 874 通过非

转动涡旋件 32' 外周向外通入外壳 12' 的处于吸入压力的下部 876。设有适当的阀门装置 878 以便选择地控制开口 866, 868 与区域 876 的连通。开口 866, 868 最好位于一个区域, 使它们在压缩袋被密封于来自区域 876 的吸入流体供应之前就开始与有关的压缩袋连通。

在工作中, 当测到压缩机功率需要减小时, 还要根据系统状态作出压缩机是否在过压缩方式或久压缩方式下工作的测定。如果测出存在过压缩方式, 那么, 最初减小功率最有效的方式是打开阀门装置 878 使袋 870, 872 与处于吸入压力压缩机 864 的区域 876 连通。打开阀门装置 878 的效果可以视作减小涡旋带的工作长度, 因为直到有关的袋被封闭于吸气供应时, 才开始压缩。由于开口 866, 868 连通着区域 876 袋被封闭时, 袋的容积小于开口 866, 868 被闭合时, 因而压缩机的压缩比被减小, 这将消除或至少降低过压缩水平。如果开口 866, 868 已打开后还要求进一步减小功率, 可以开始使压缩机 864 进行按照与上面描述相同的方式的循环脉动卸载。

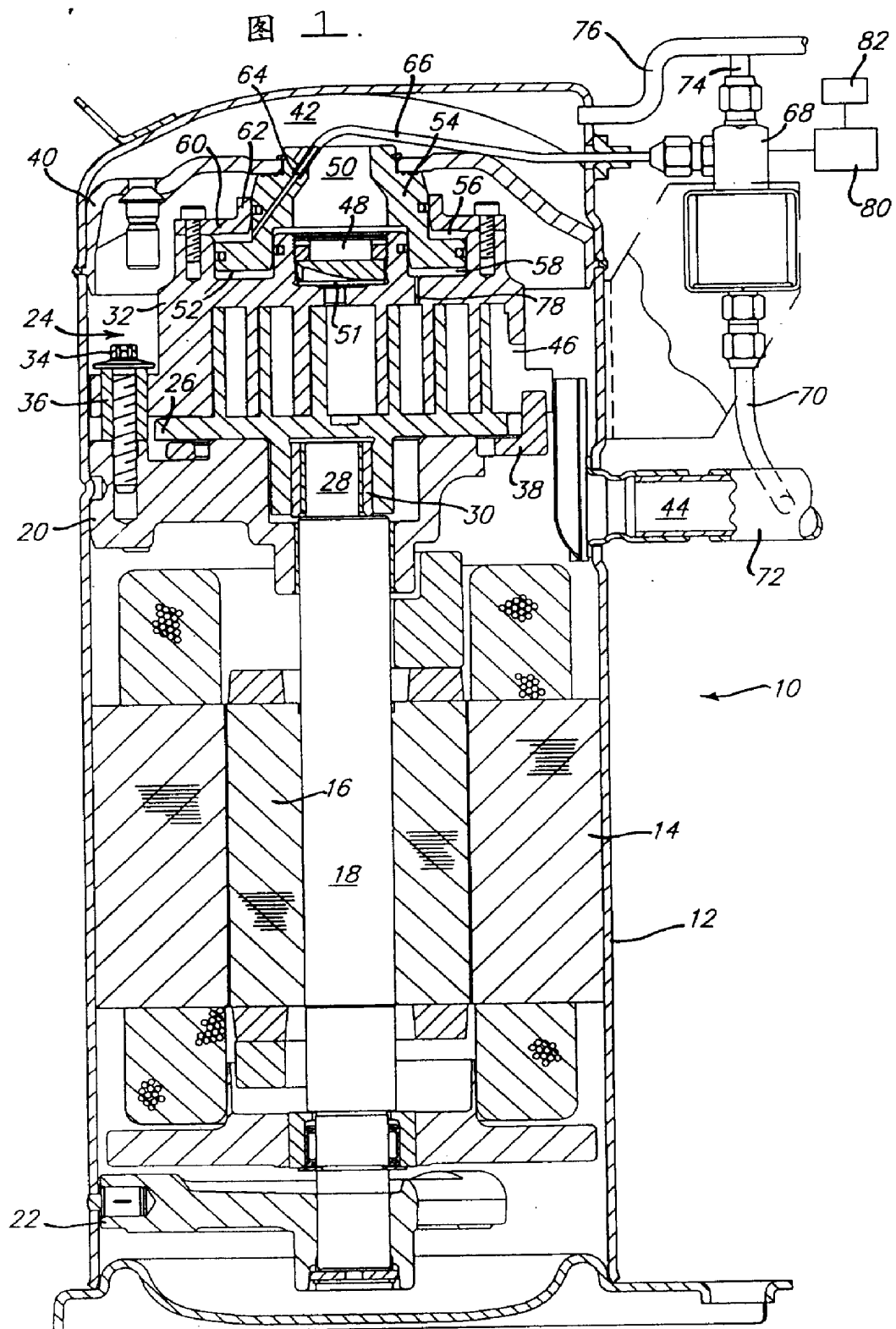
如果最初测出压缩机在久压缩方式或在久压缩和过压缩之间的一点上工作, 那么, 减小压缩比只会导致效率下降。因此, 在上述条件下, 压缩机 864 的周期性脉动卸载将按照与上面描述相同的方式开始, 同时阀门装置 878 以及开口 866, 888 保持闭合位置。

以这种方式, 系统的总效率可以保持在高水平上, 而不管会遇到什么工作条件。应注意的是, 虽然图 46 表示在图 1 实施例中使用延迟吸入的功率调制方法, 但是也可以在任何其它实施例中使用。另外, 虽然图示的延迟吸入功率调制方法只使用一组孔口的单一步骤, 但是也可以设置可以取决于系统工作状态而打开的任意数目的孔口而引入多步骤调制方法。另外, 图示的具体阀门和孔口布置只

应视为一种举例，因为可以有許多不同的布置以通过延迟吸入法来实现功率调制。許多已知的延迟吸入方案可以用来代替图示的布置。还应该注意的，对照图 45 所述在减小负载状态下控制电机效率的布置也可以用于图 46 的实施例中。

虽然已经描述了取得上述优点的本发明的各推荐实施例，但是虽然可对其作各种修改和变化而并不超出本发明的范围。

说明书附图



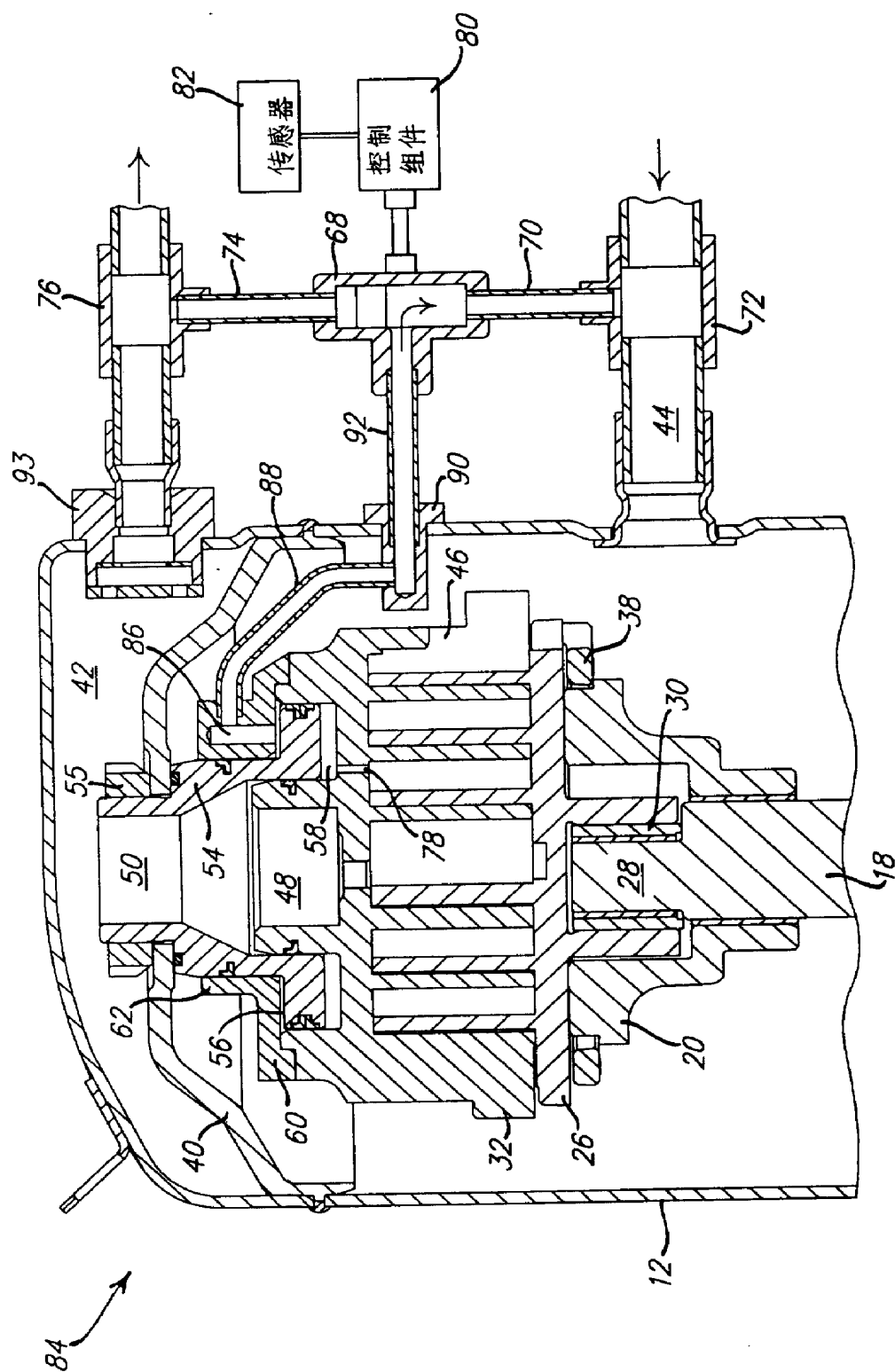
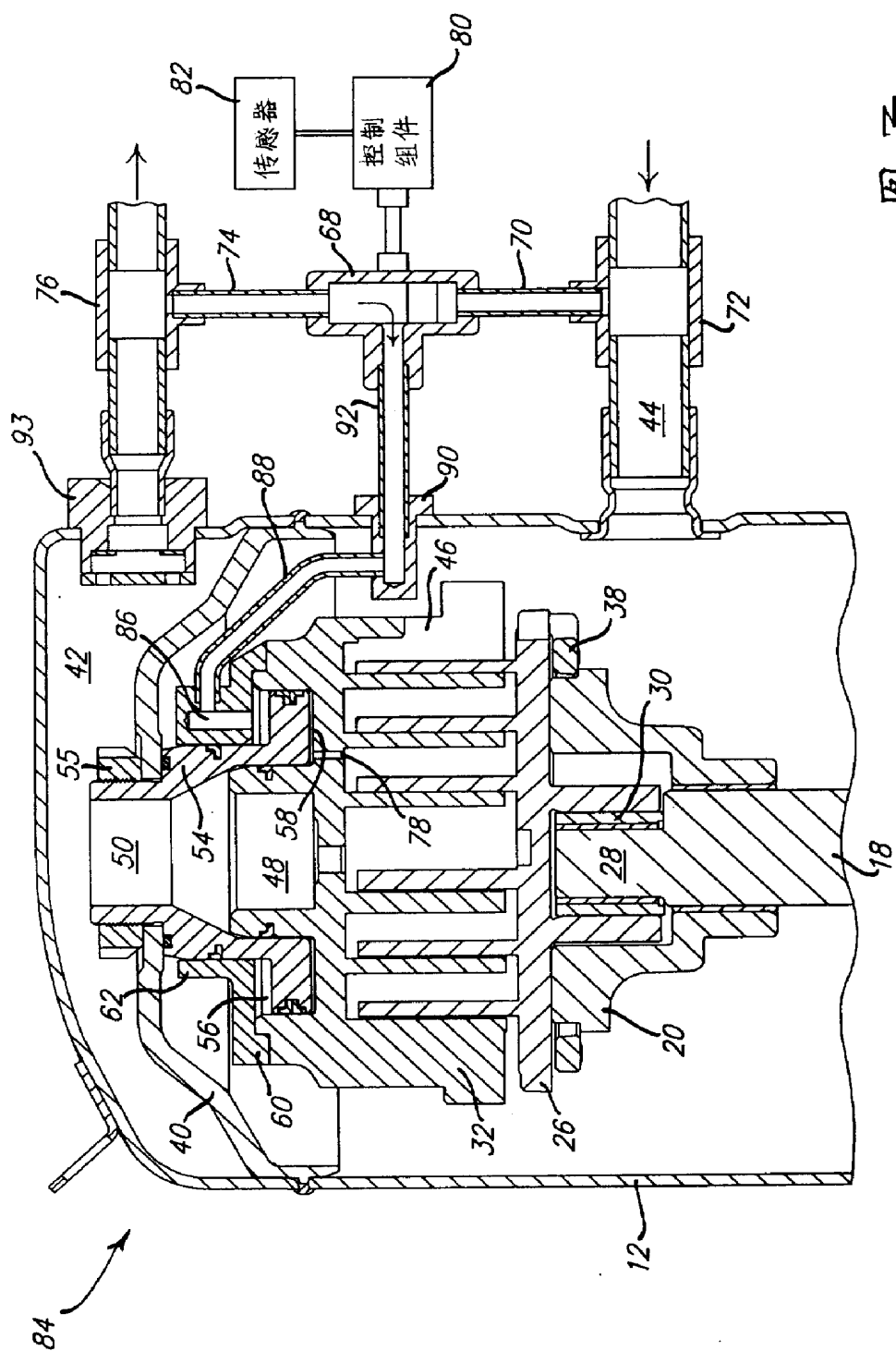


图 2



图二

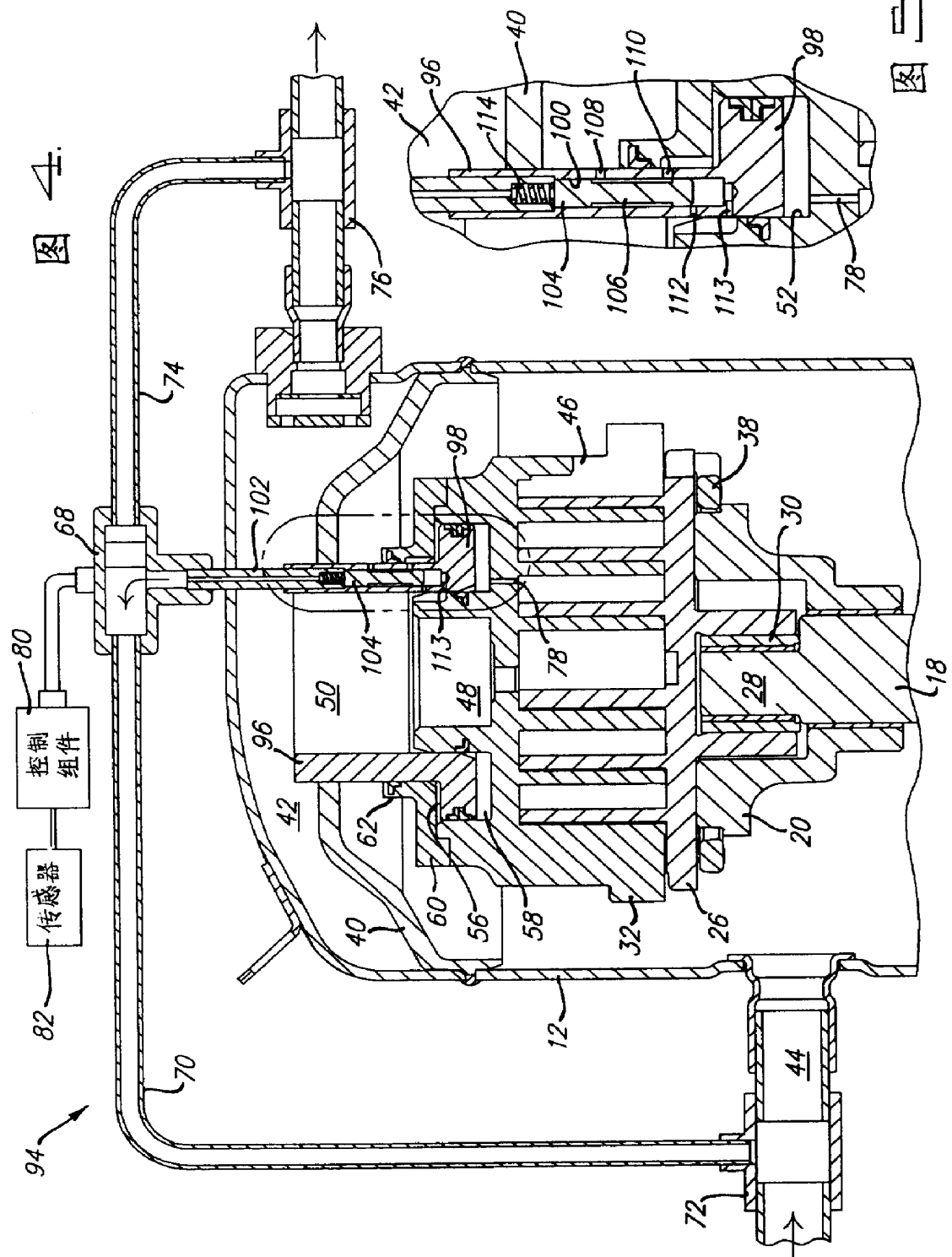


图 4.

图 5.

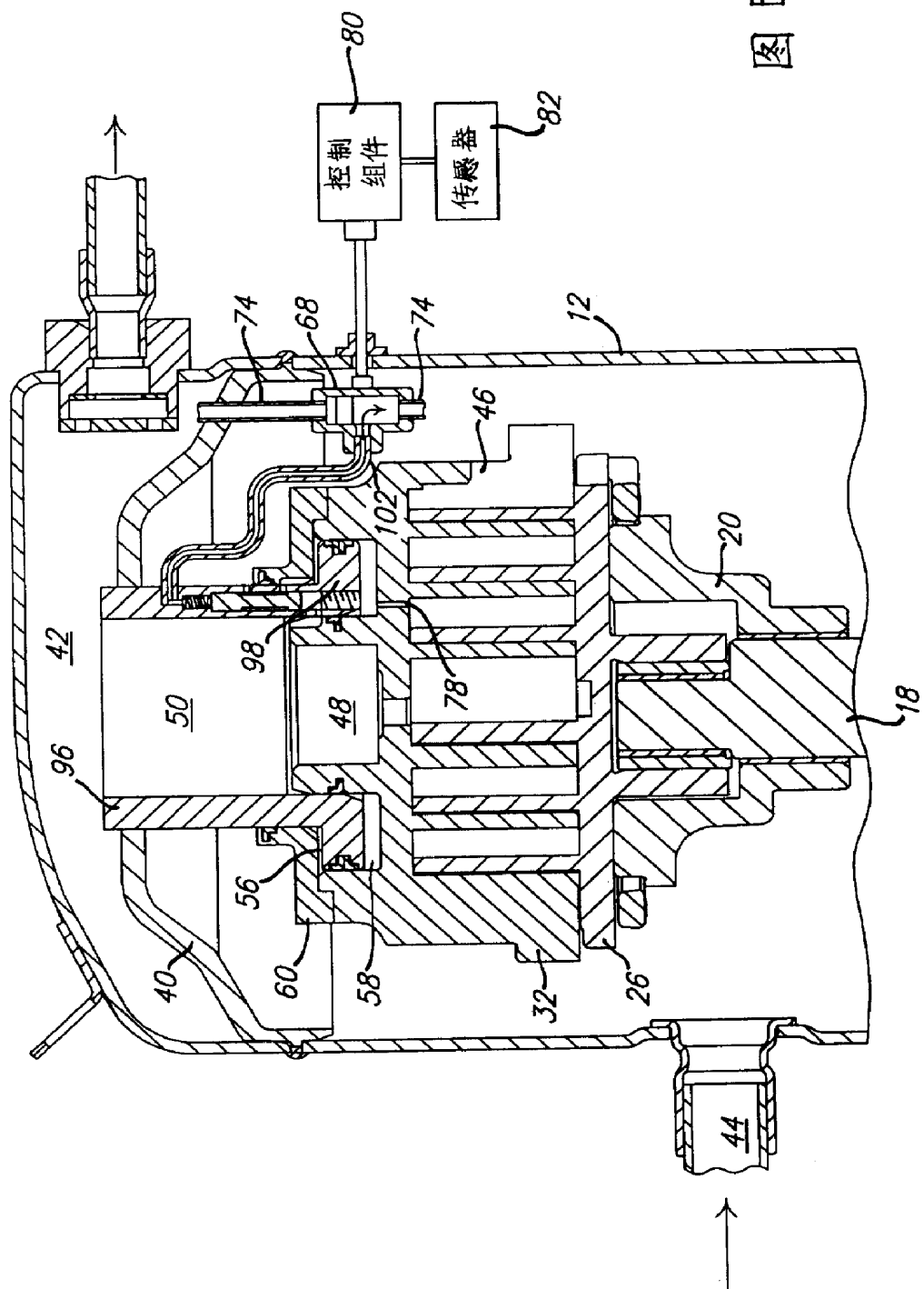
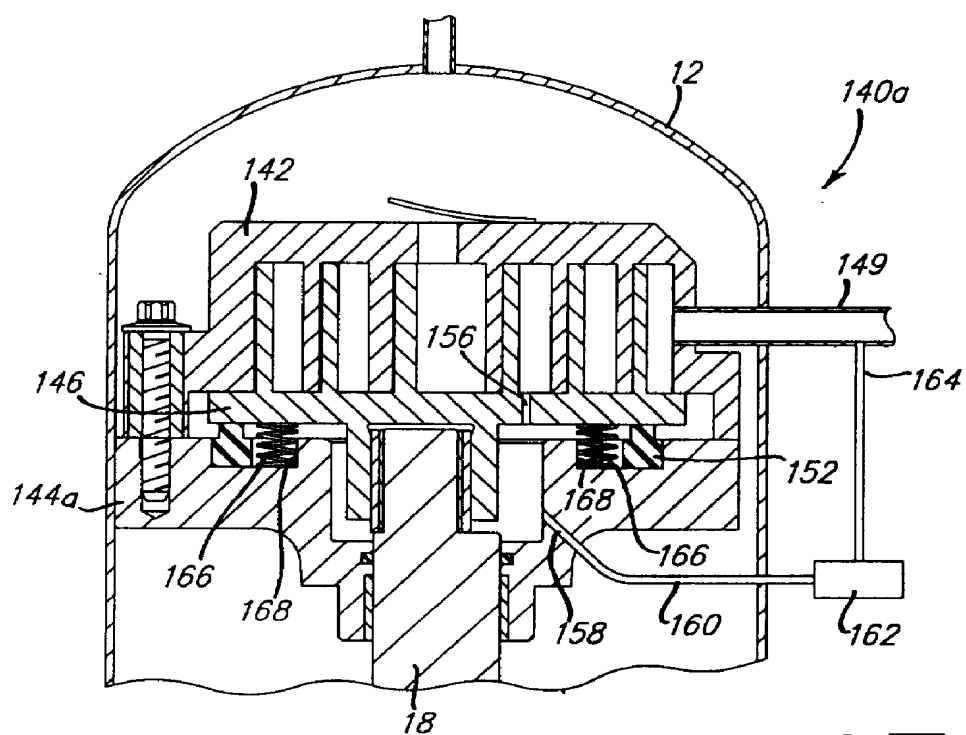
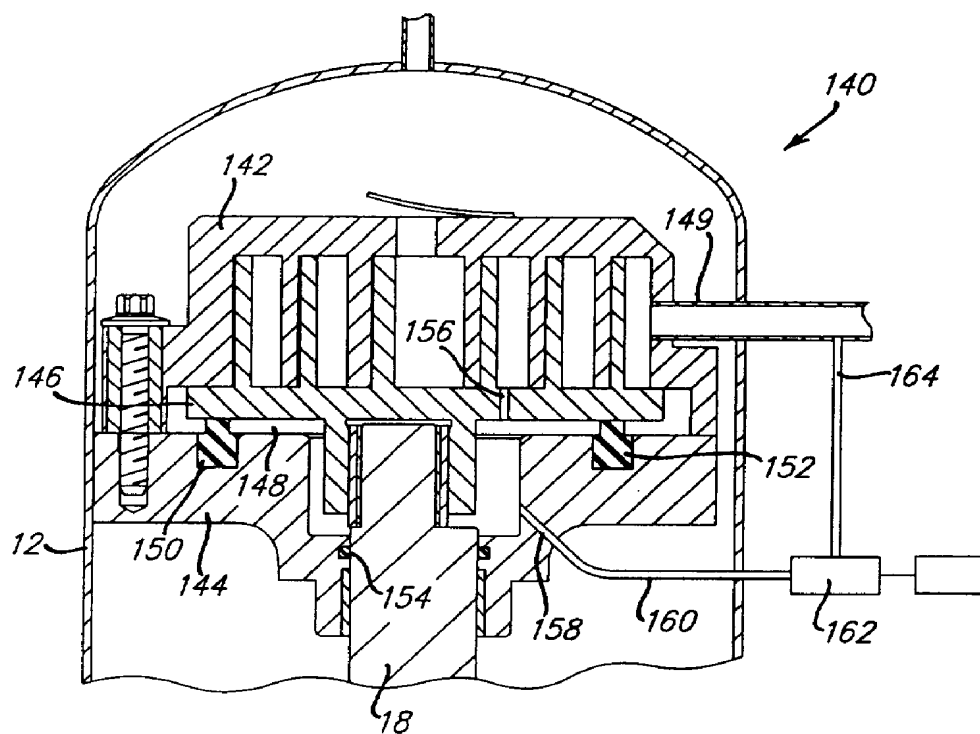
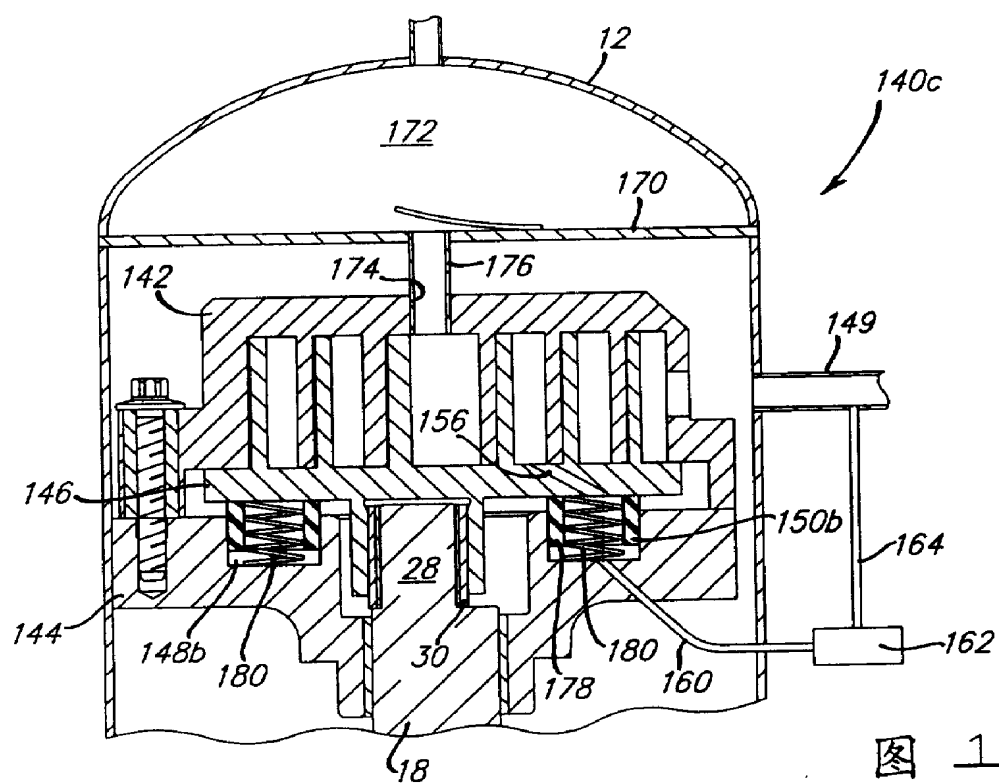
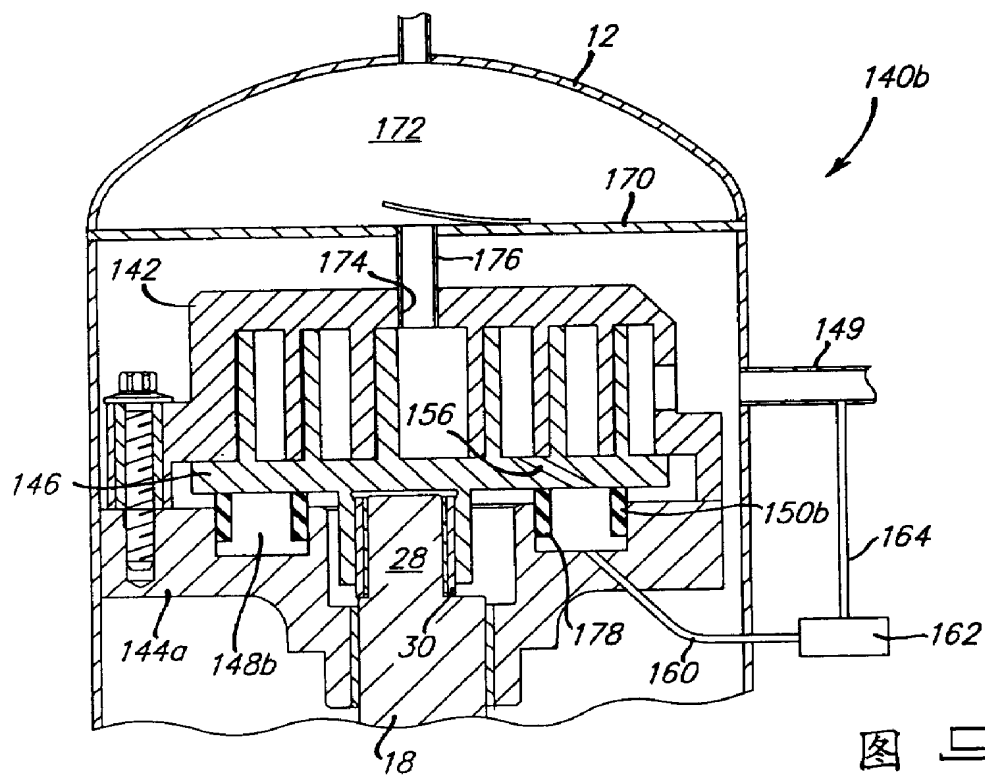


图 1





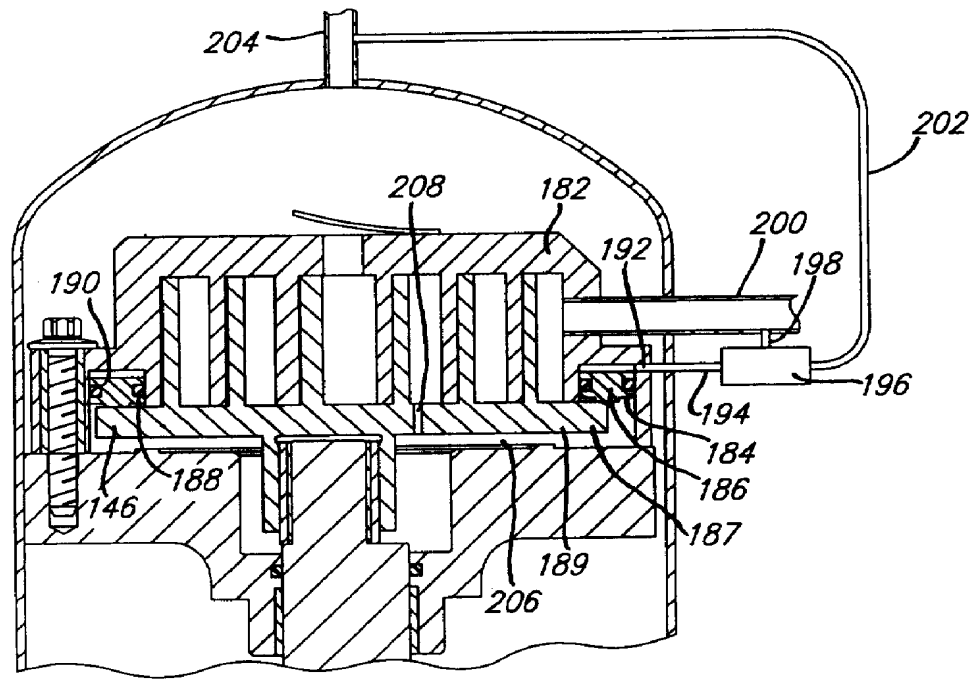


图 1 1.

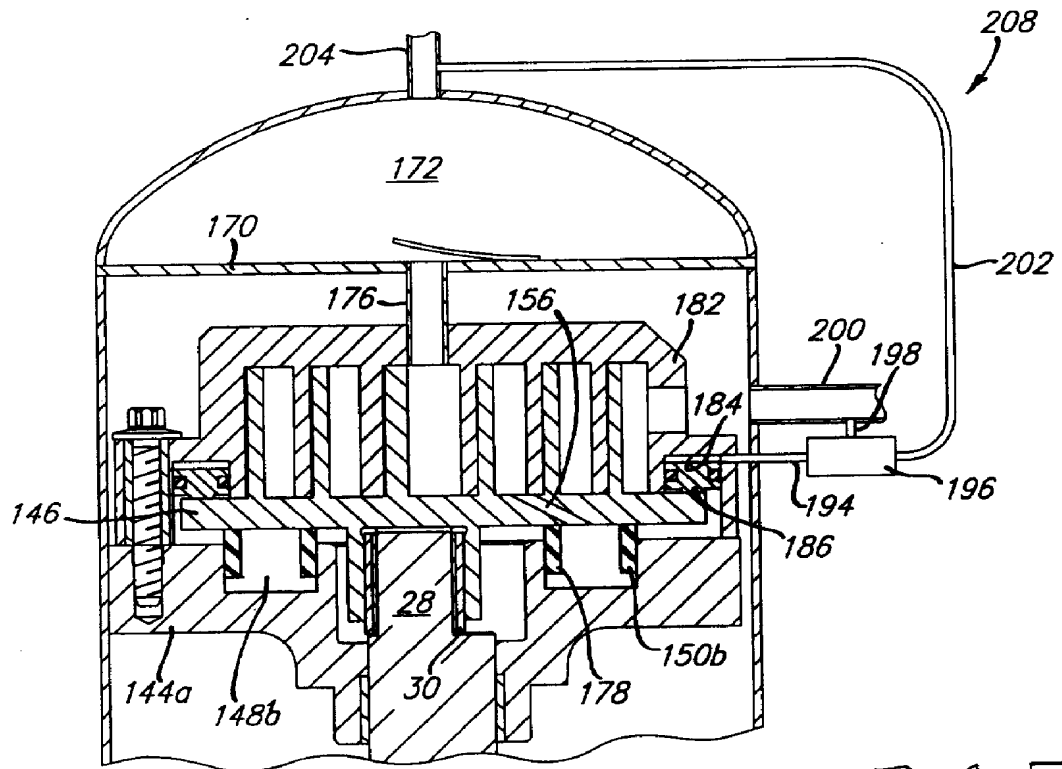
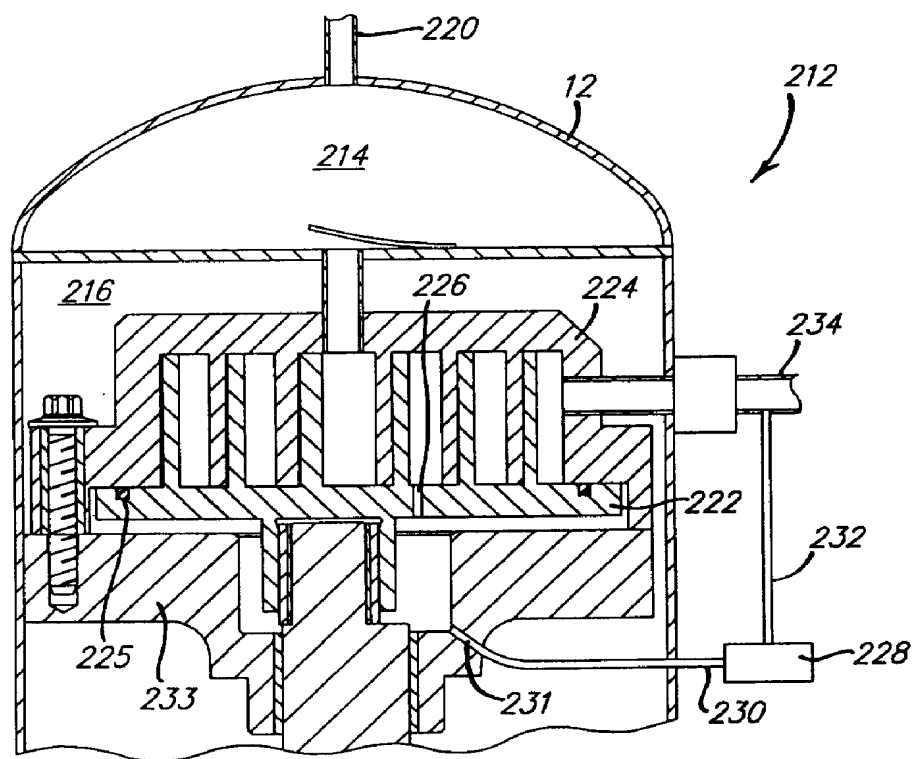
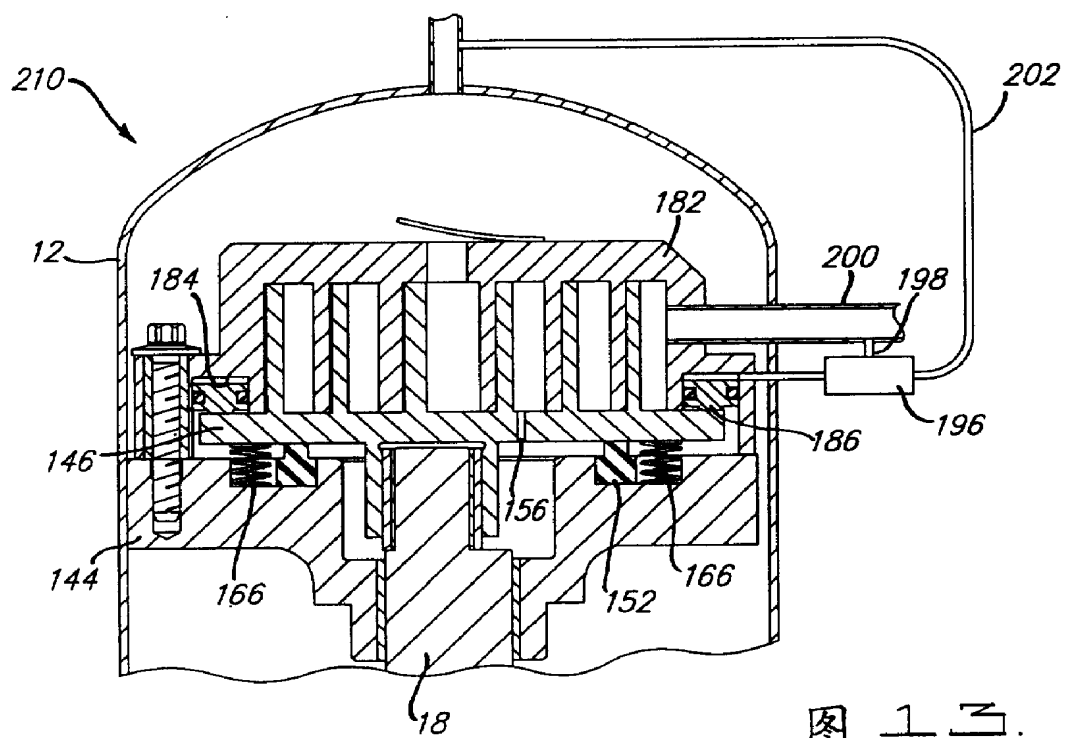


图 1 已.



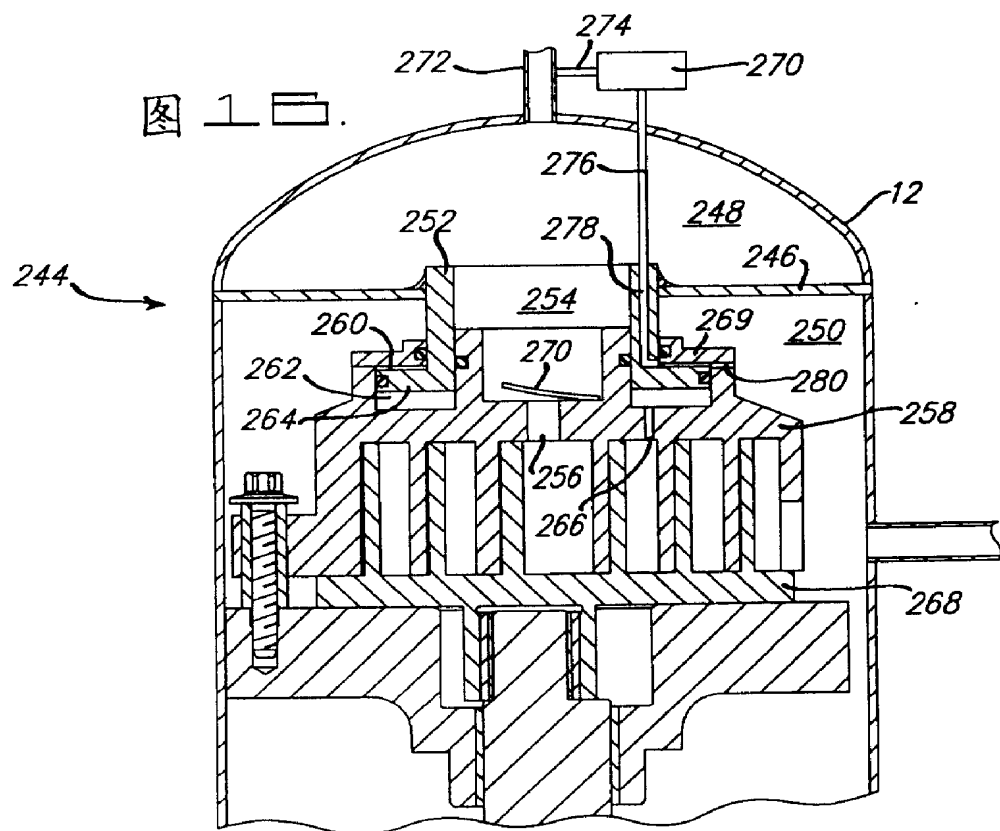
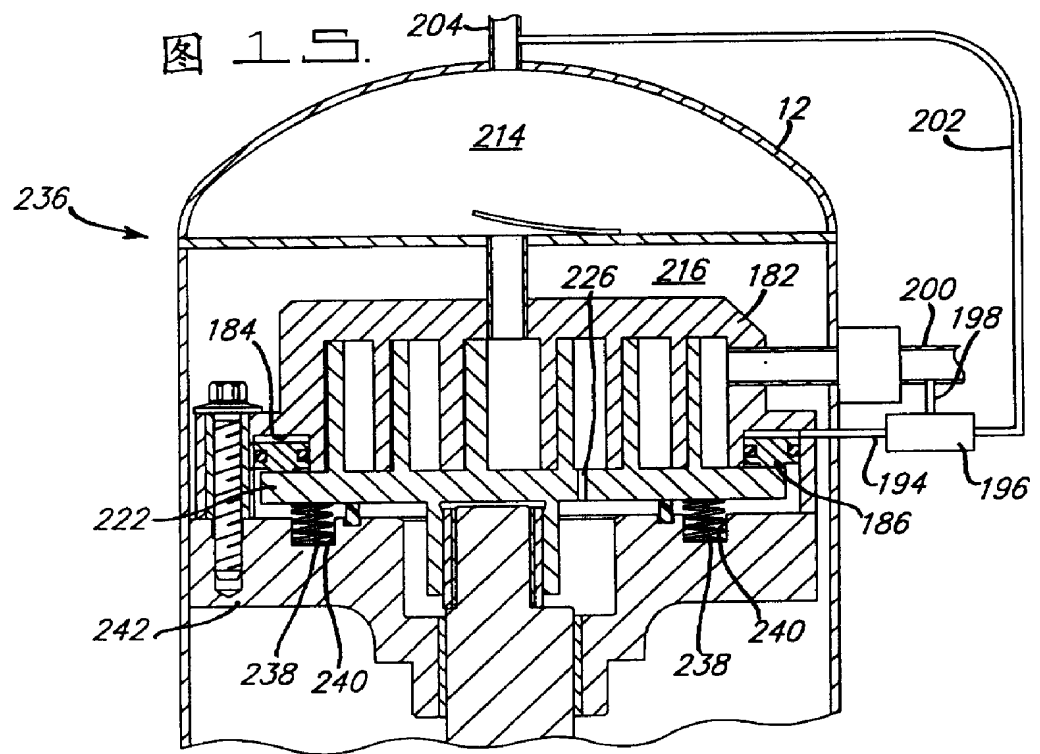


图 1 丁.

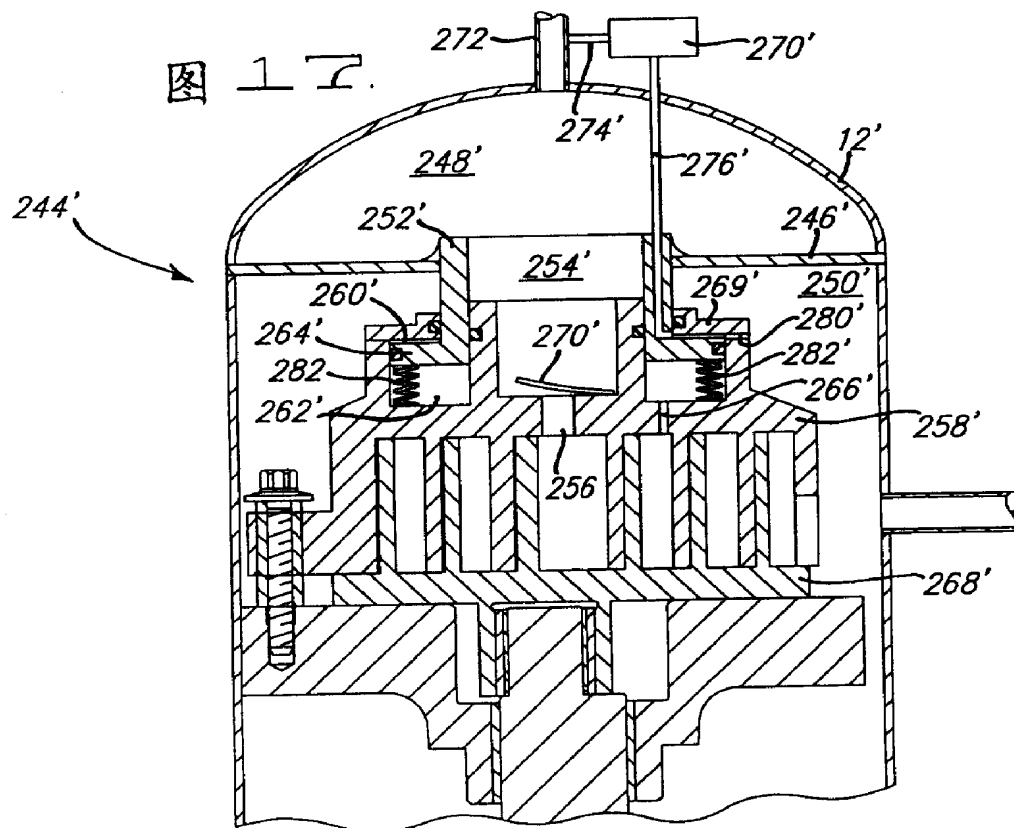
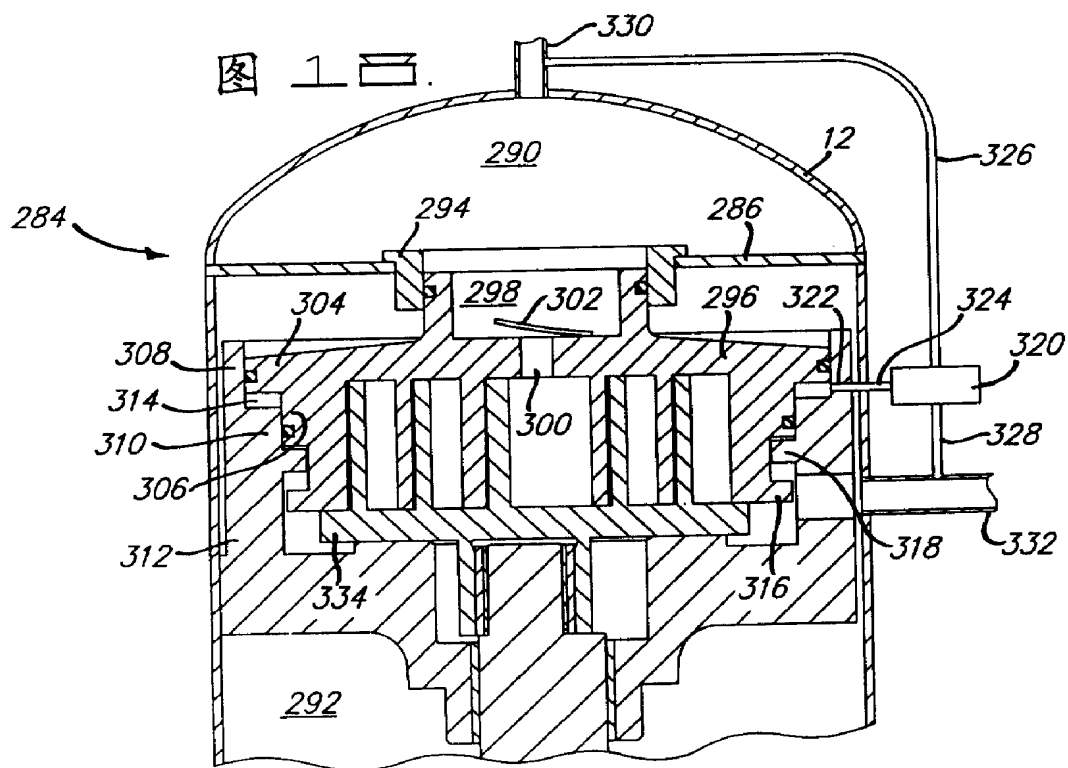


图 1 乙.



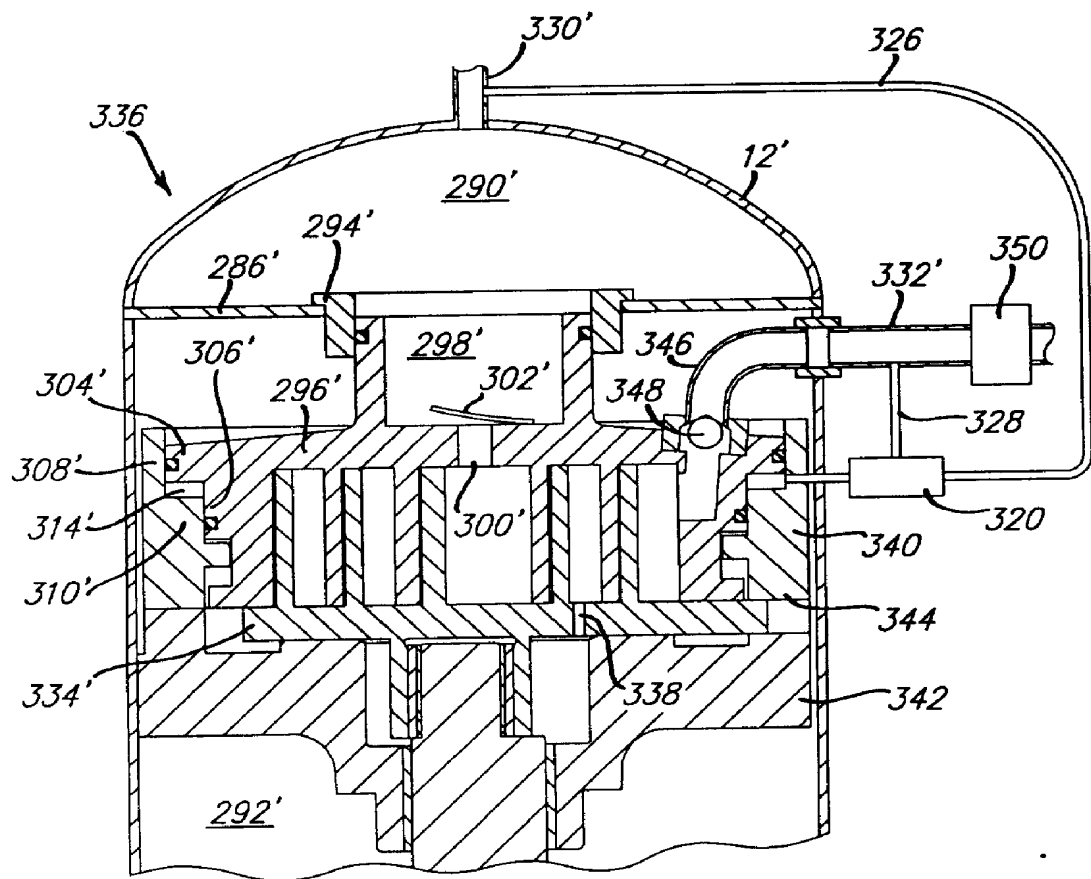
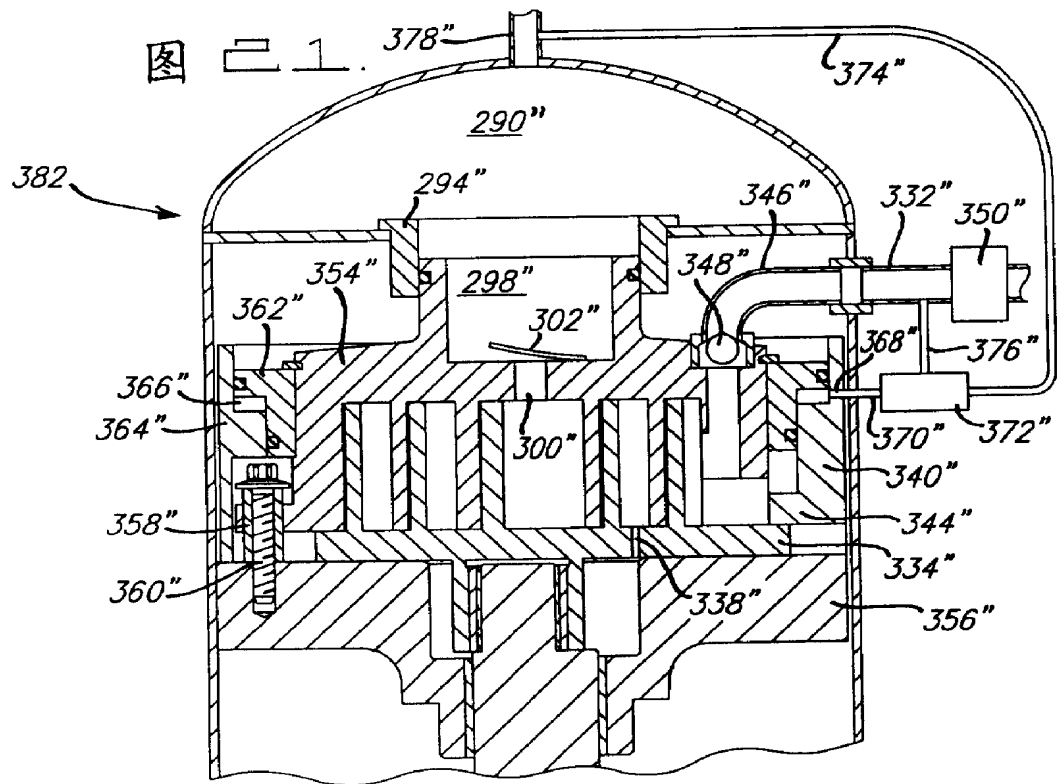
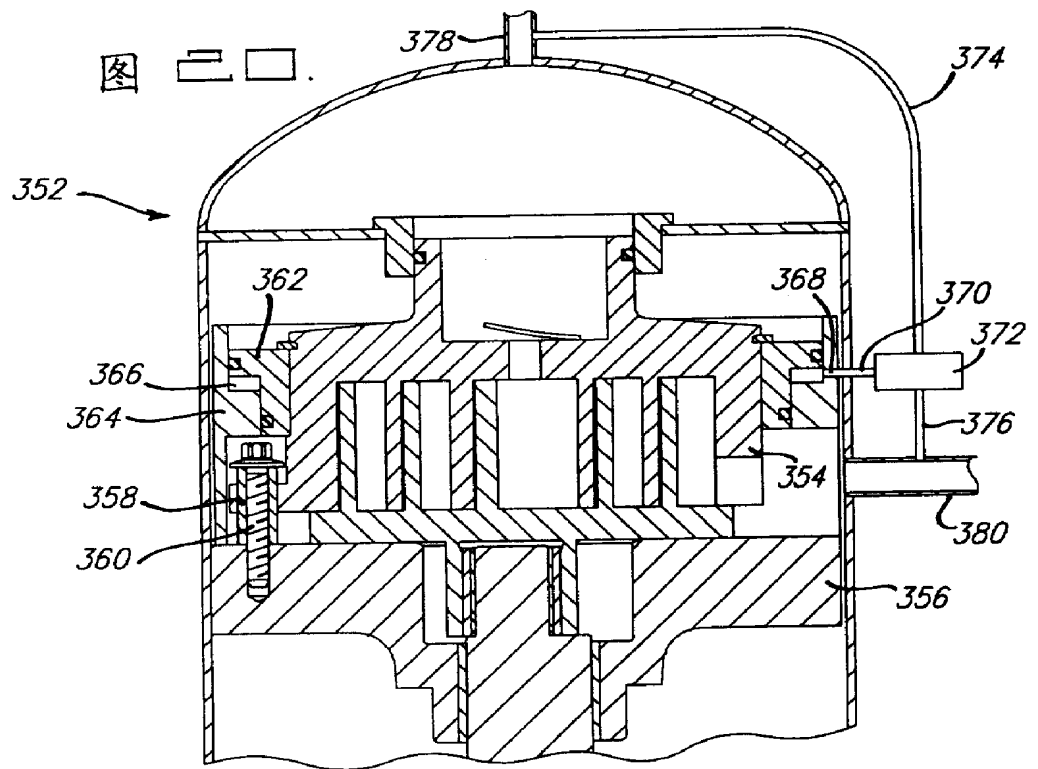


图 1 三.



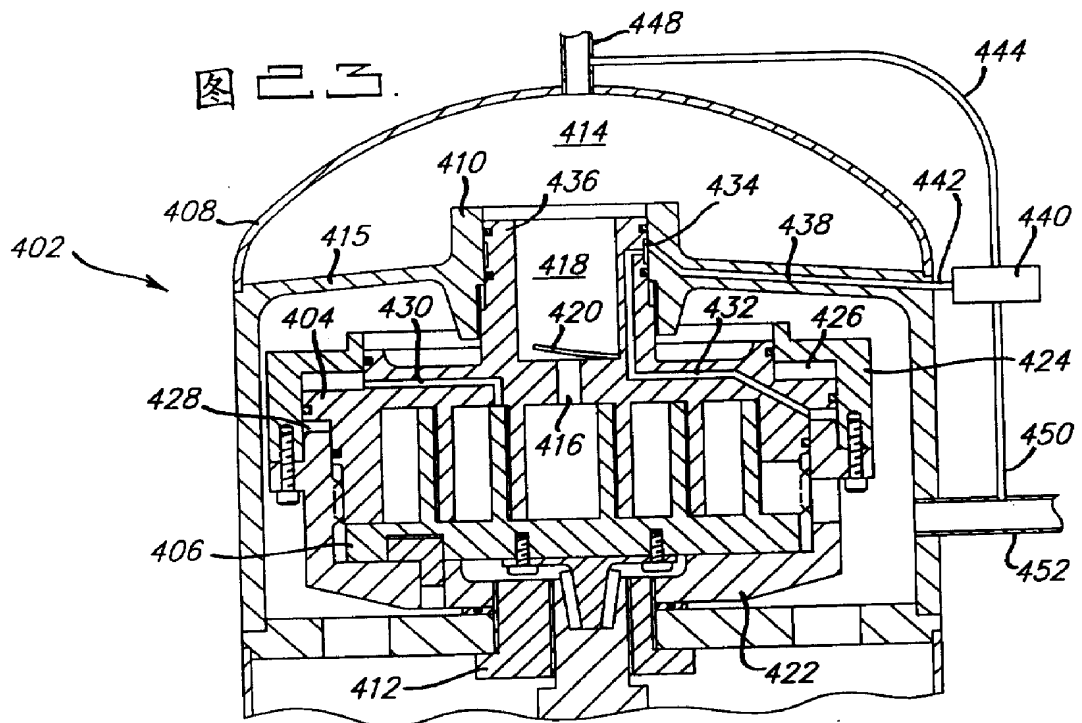
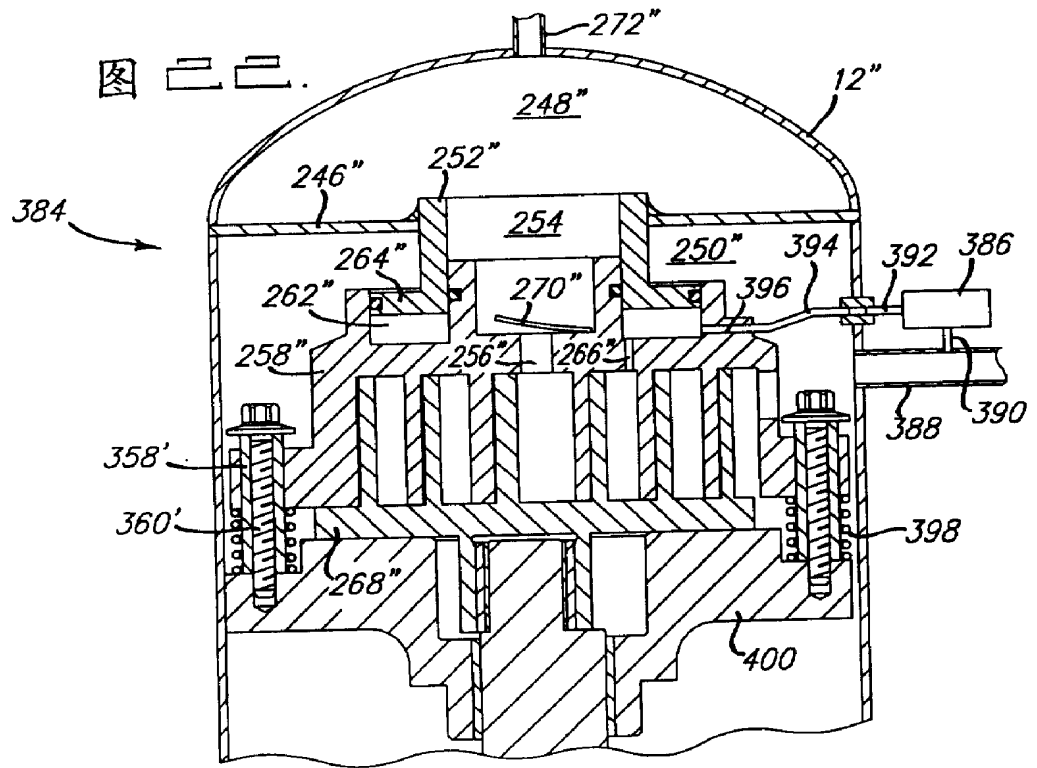


图 己 4.

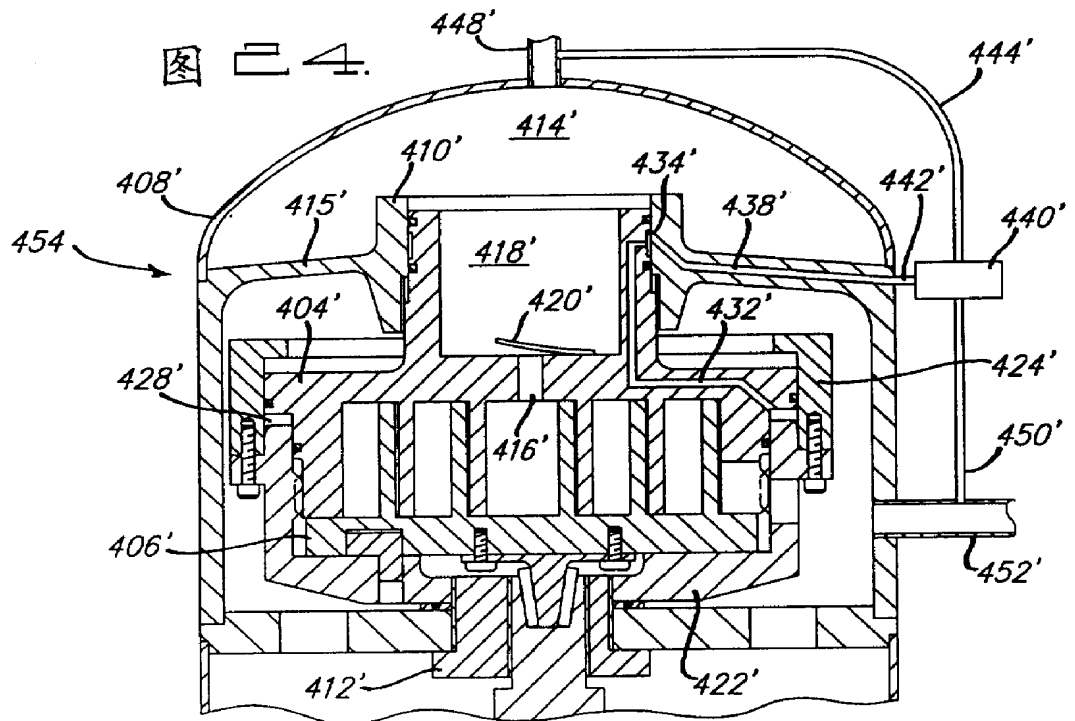
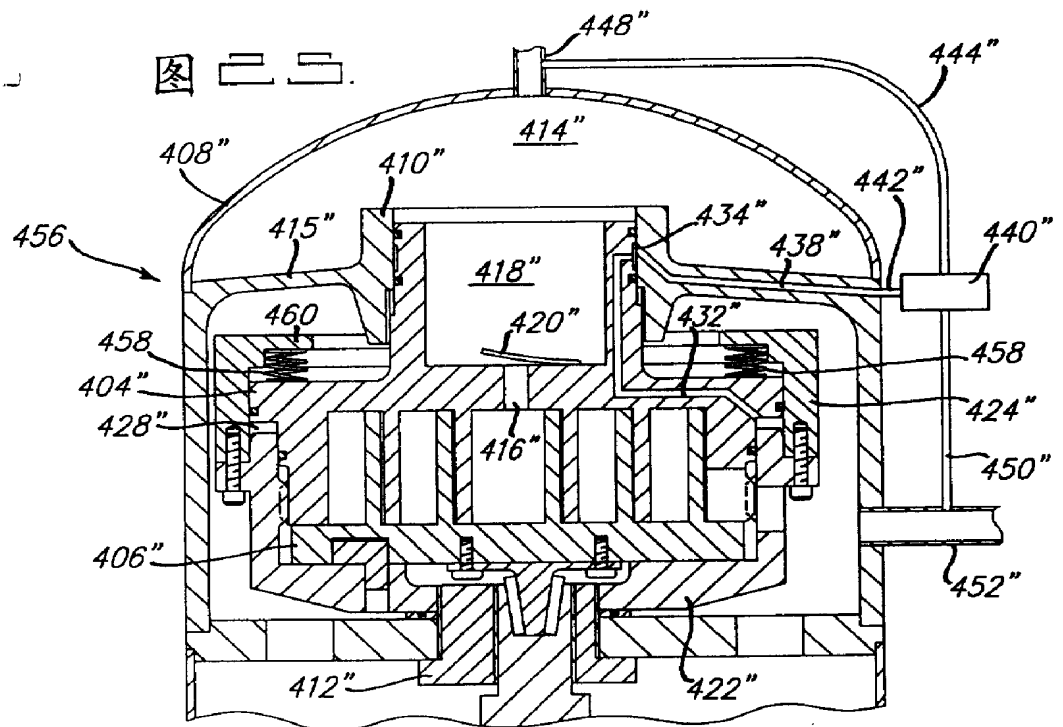


图 二 二.



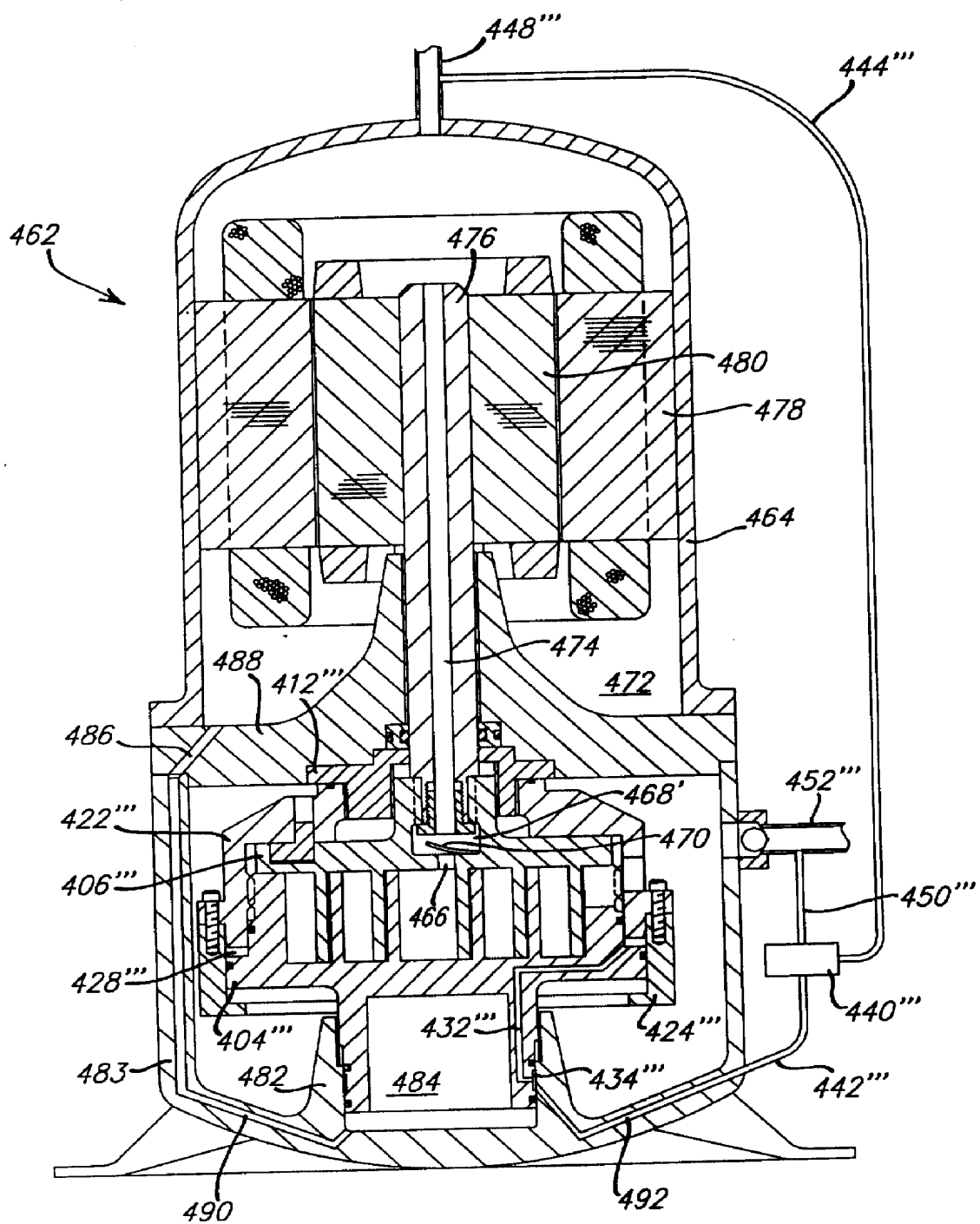


图 己 己 .

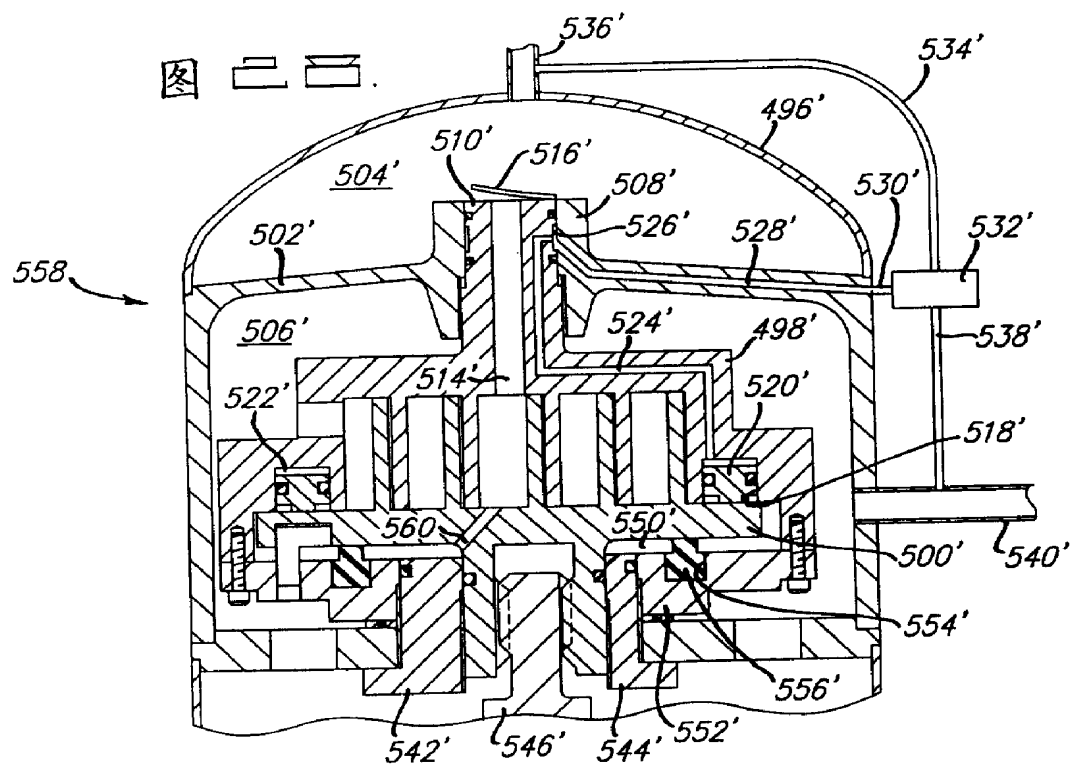
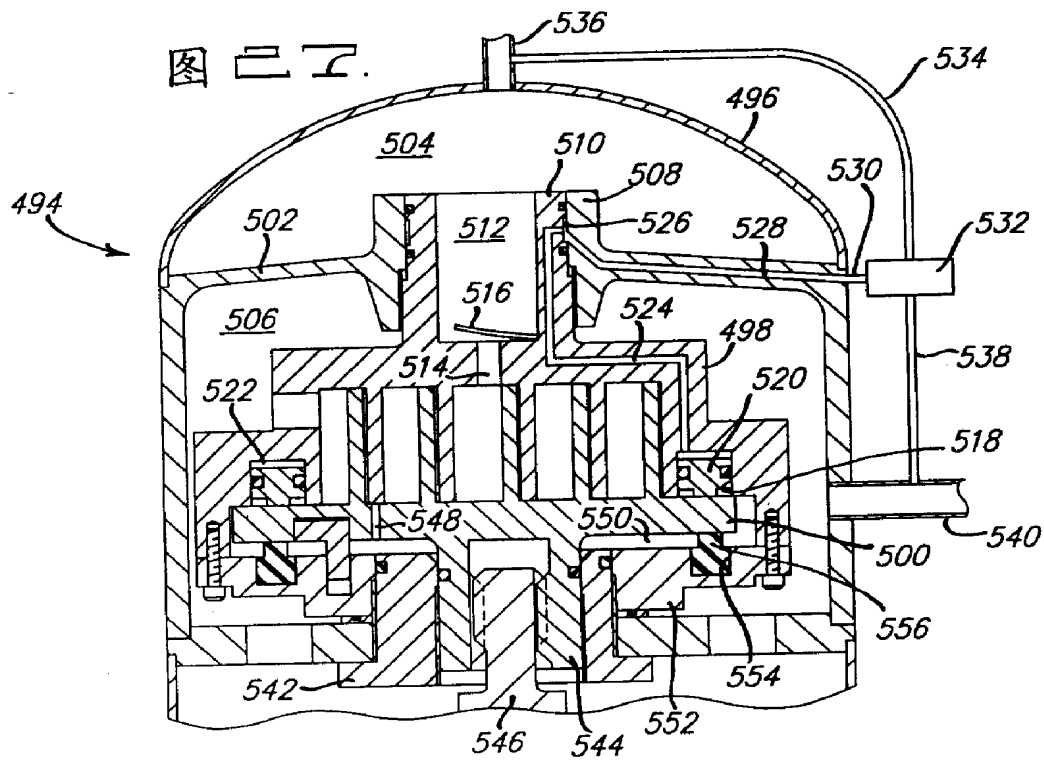


图 二 三 .

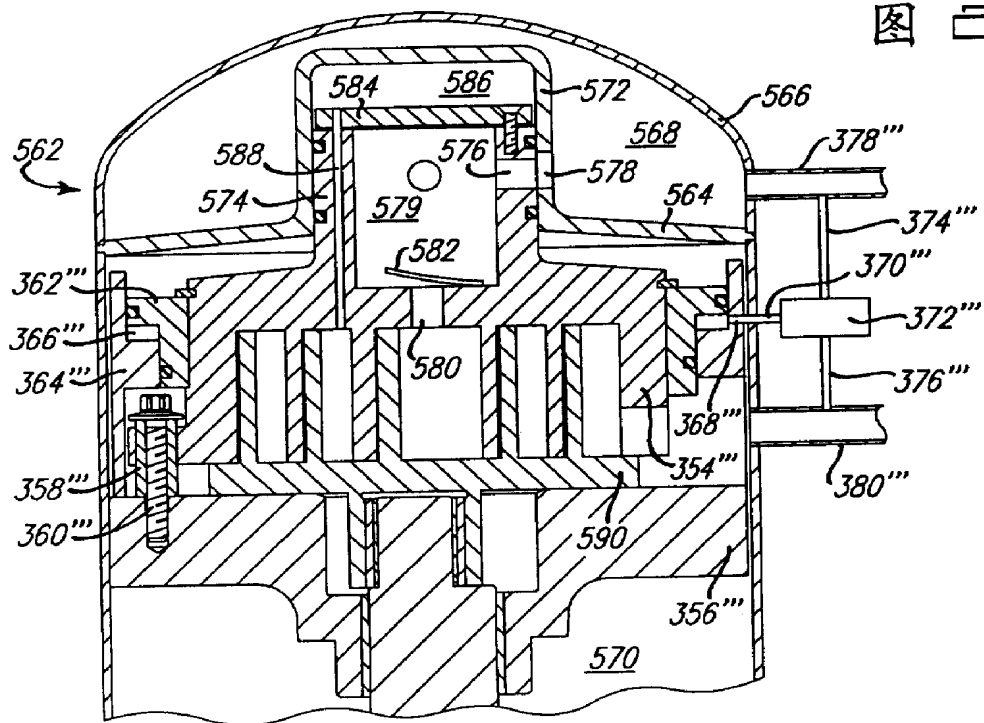


图 二 四 .

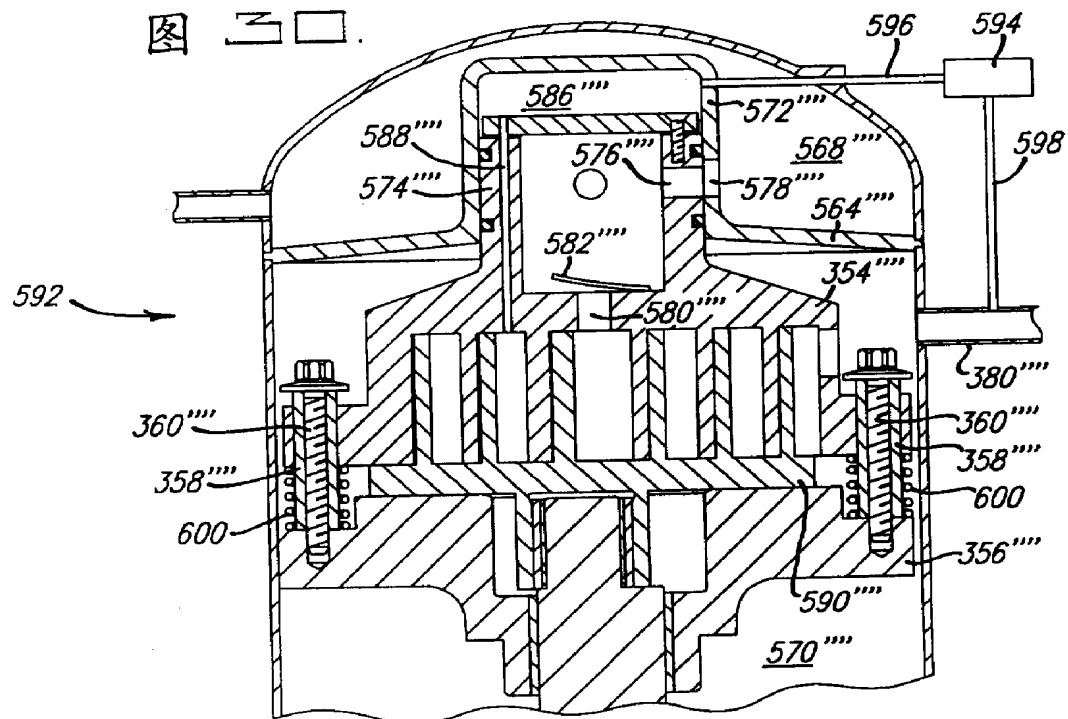


图 31.

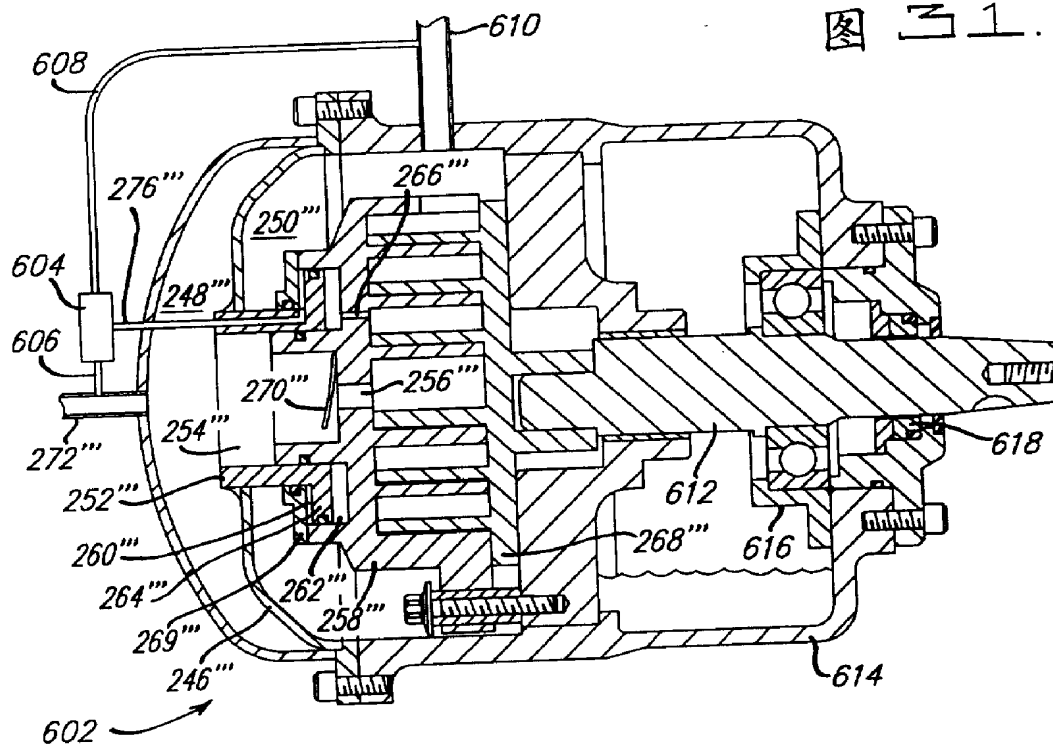
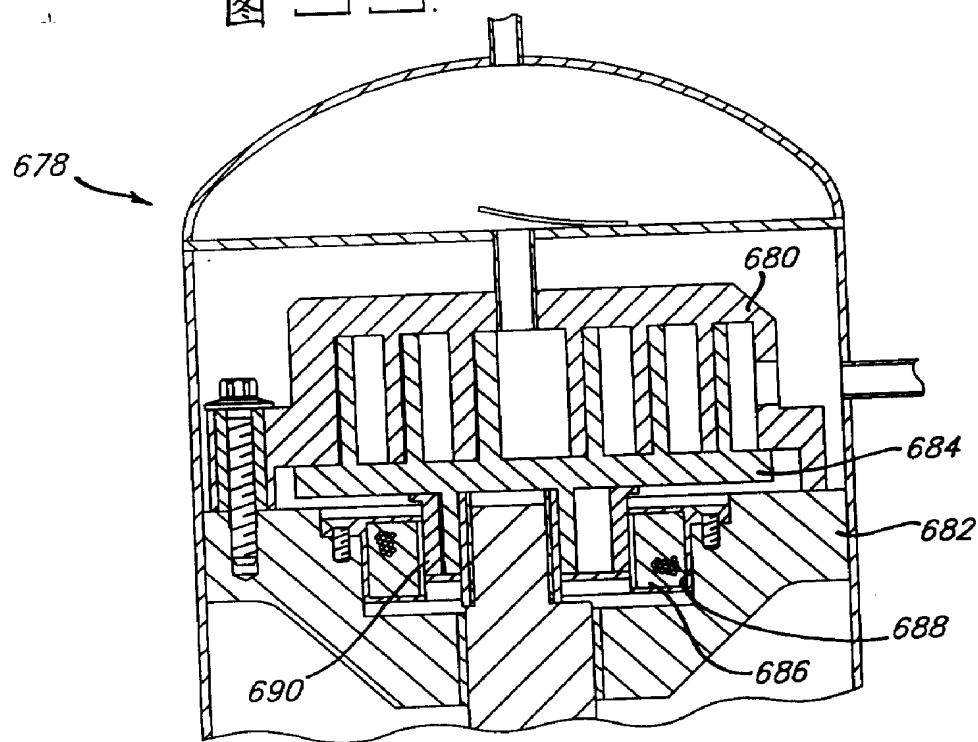


图 32.



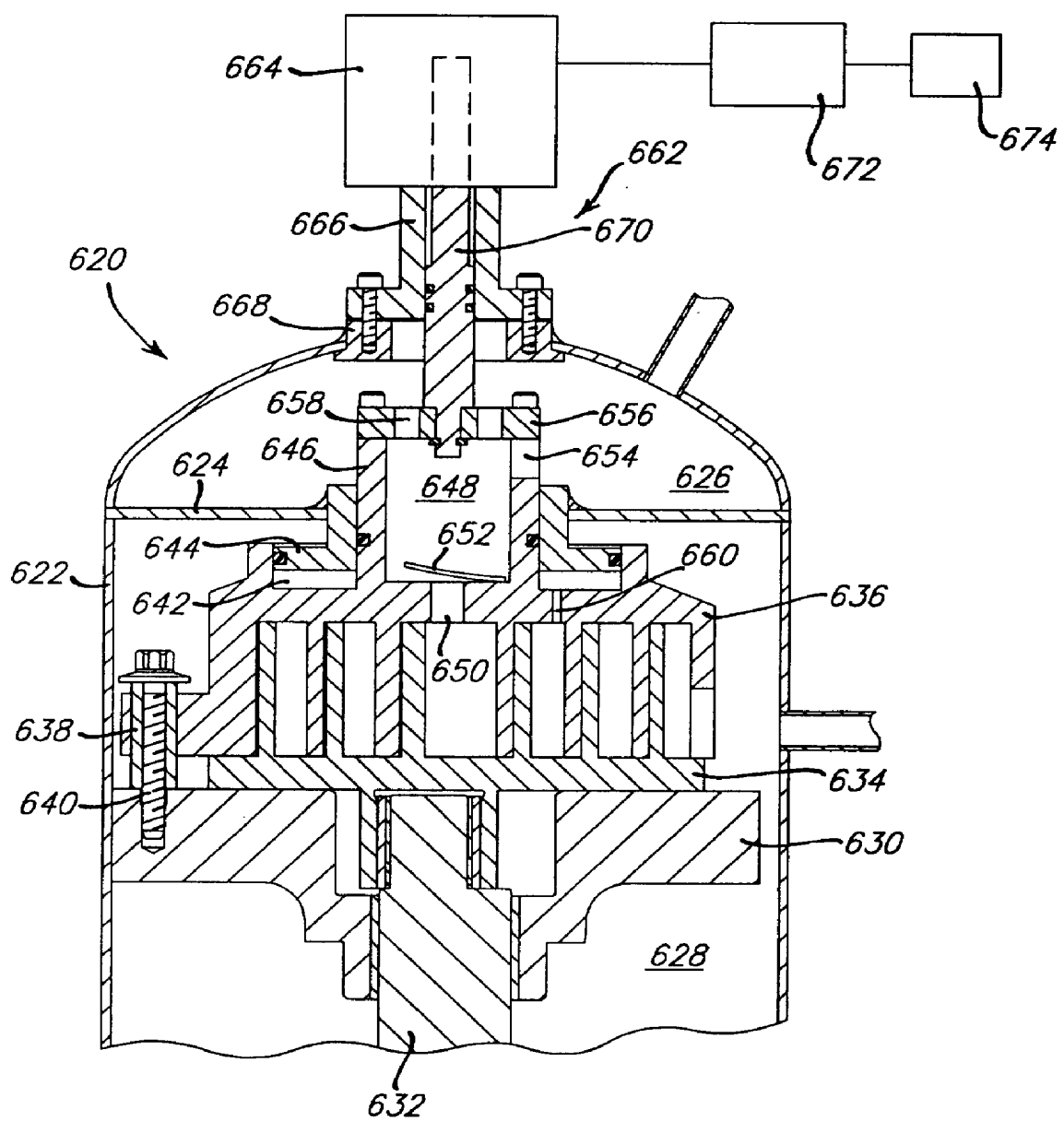


图 3C.

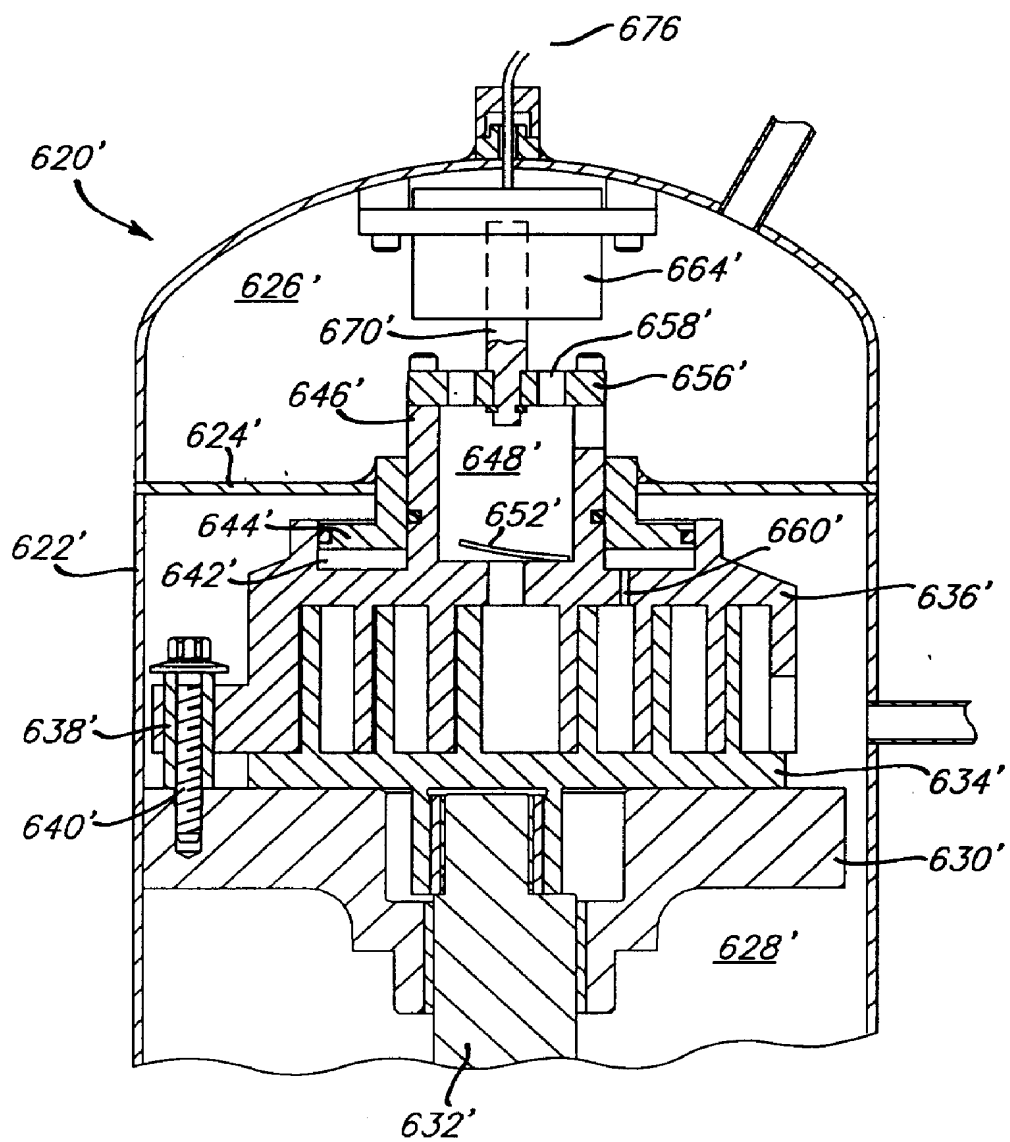


图 33.

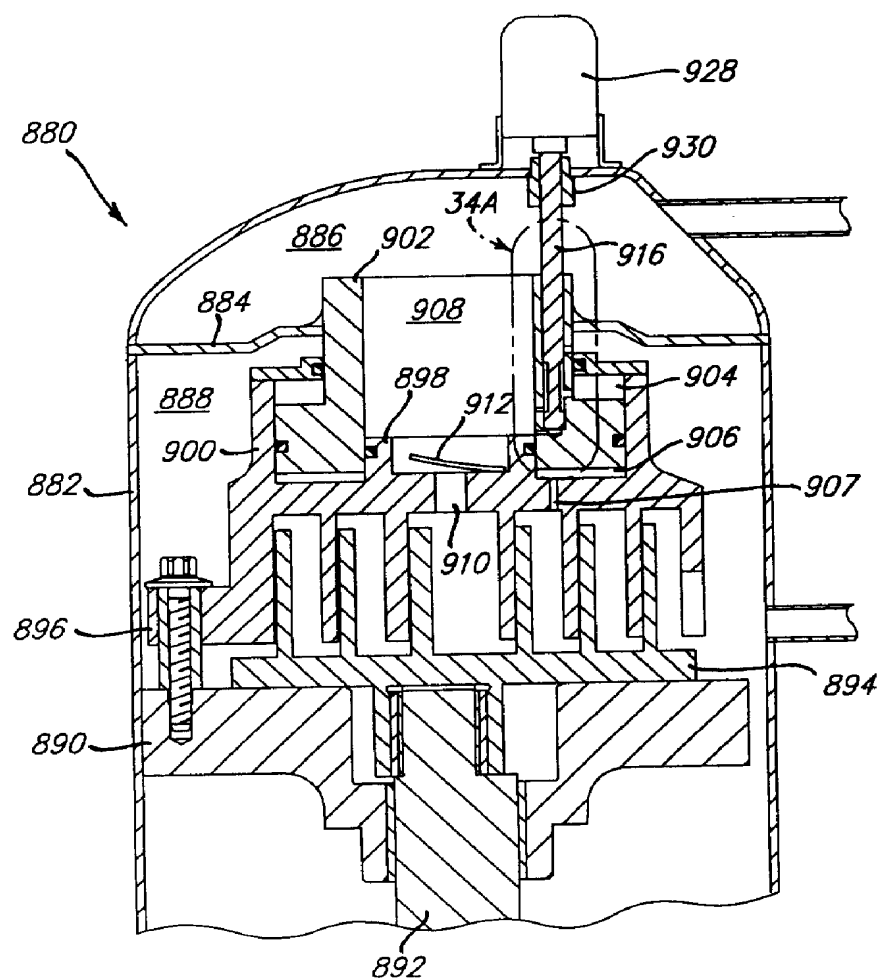


图 34.

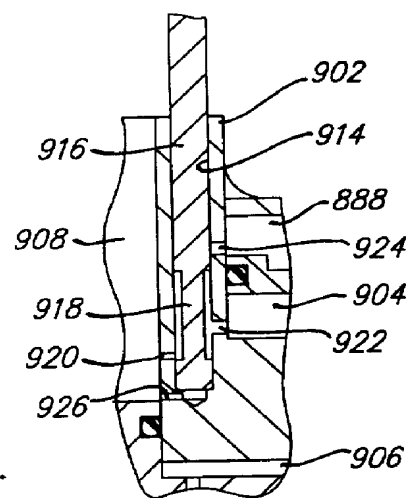


图 34A.

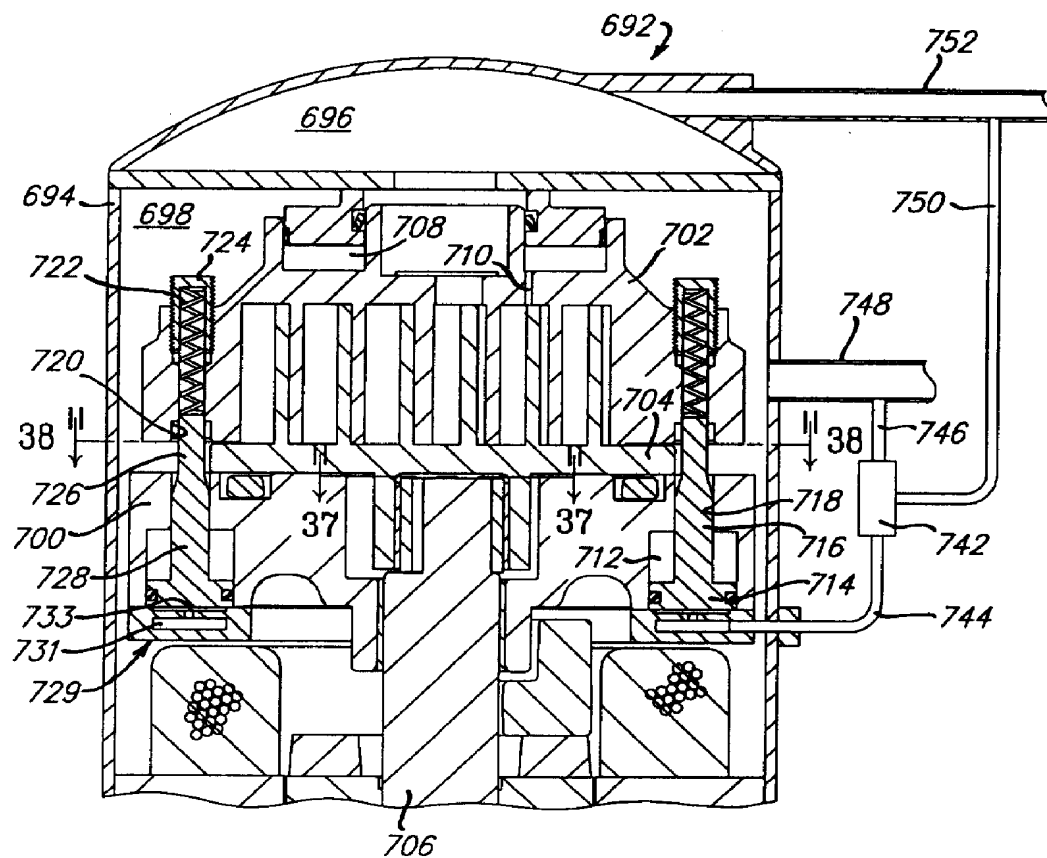


图 26.

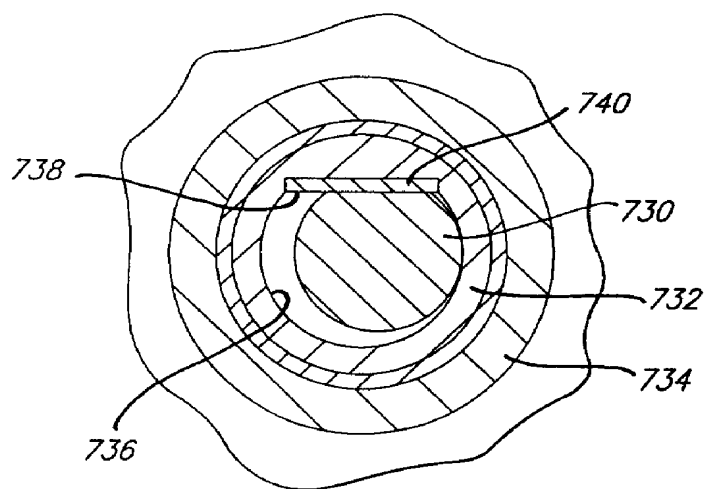


图 37.

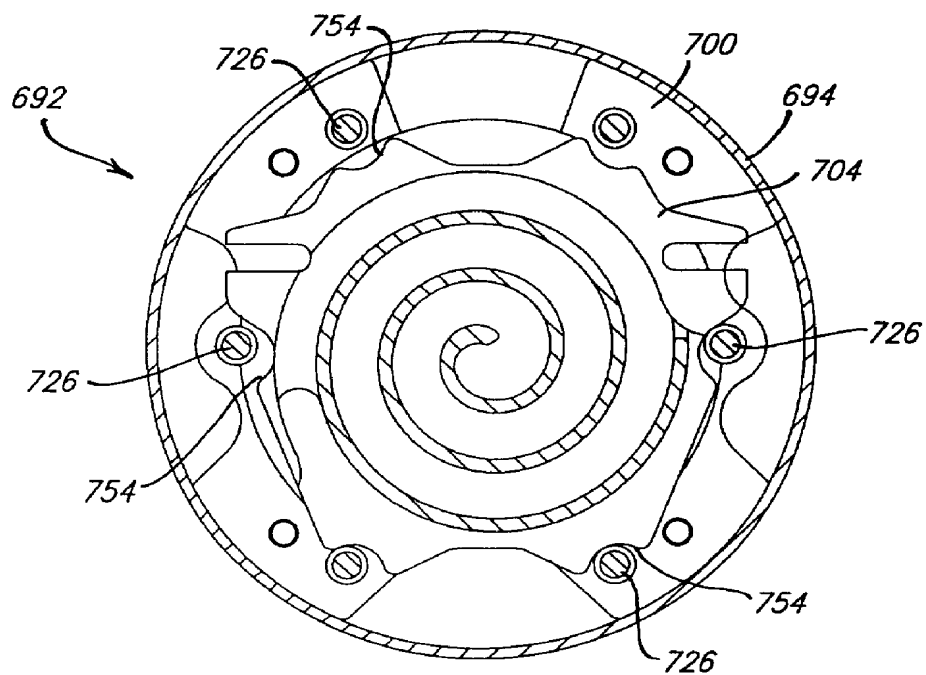


图 32.

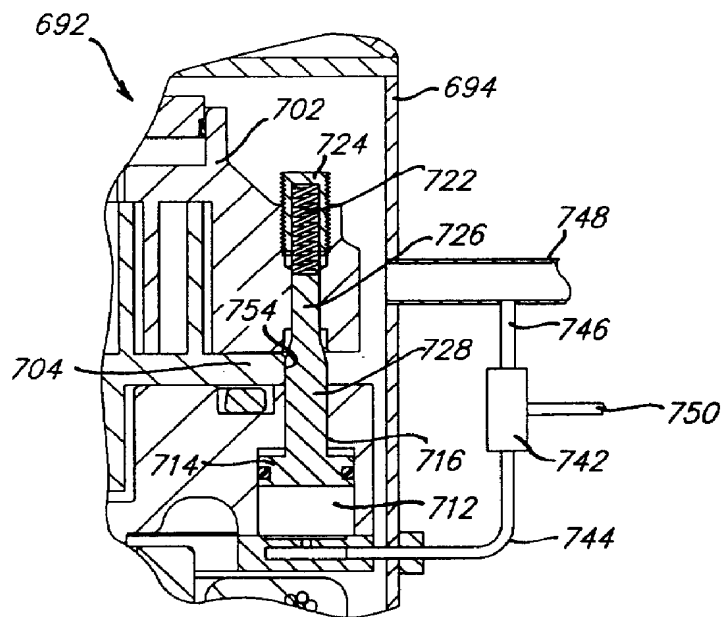


图 33.

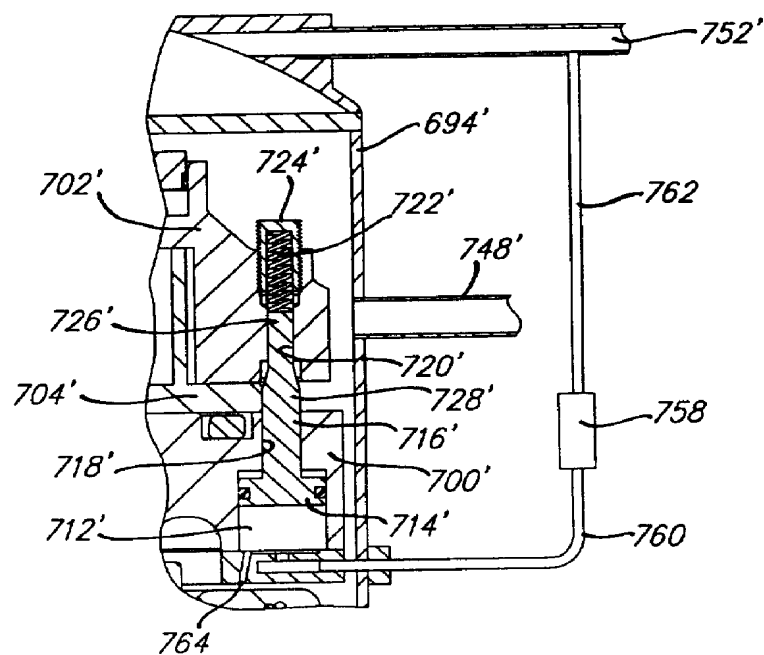


图 40.

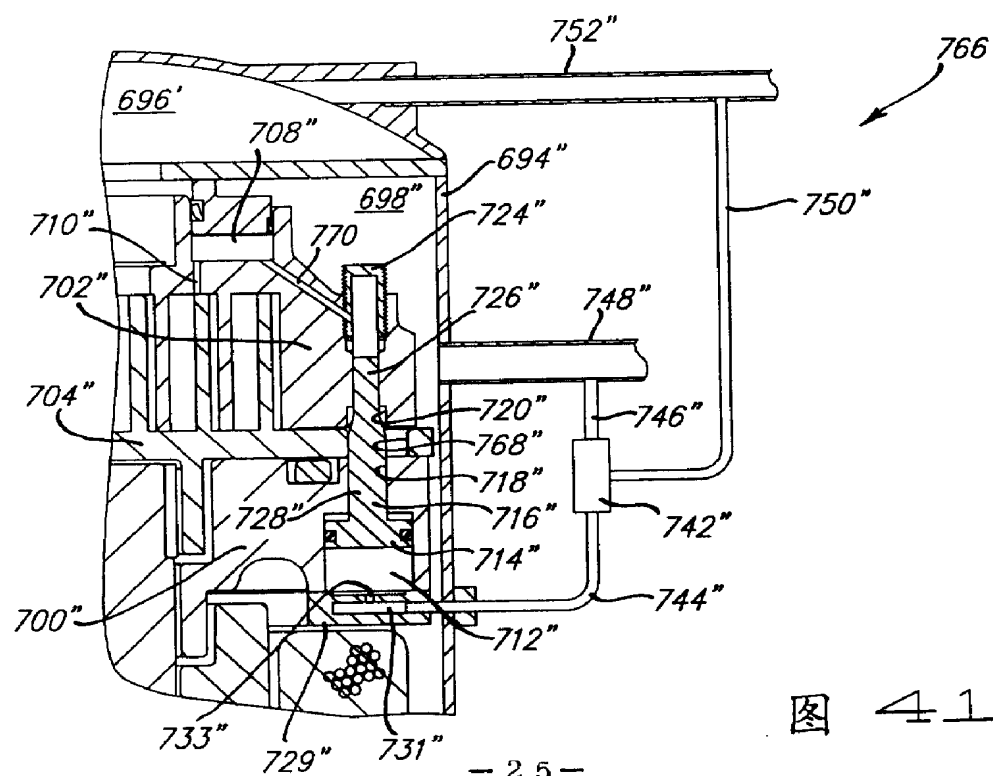


图 41.

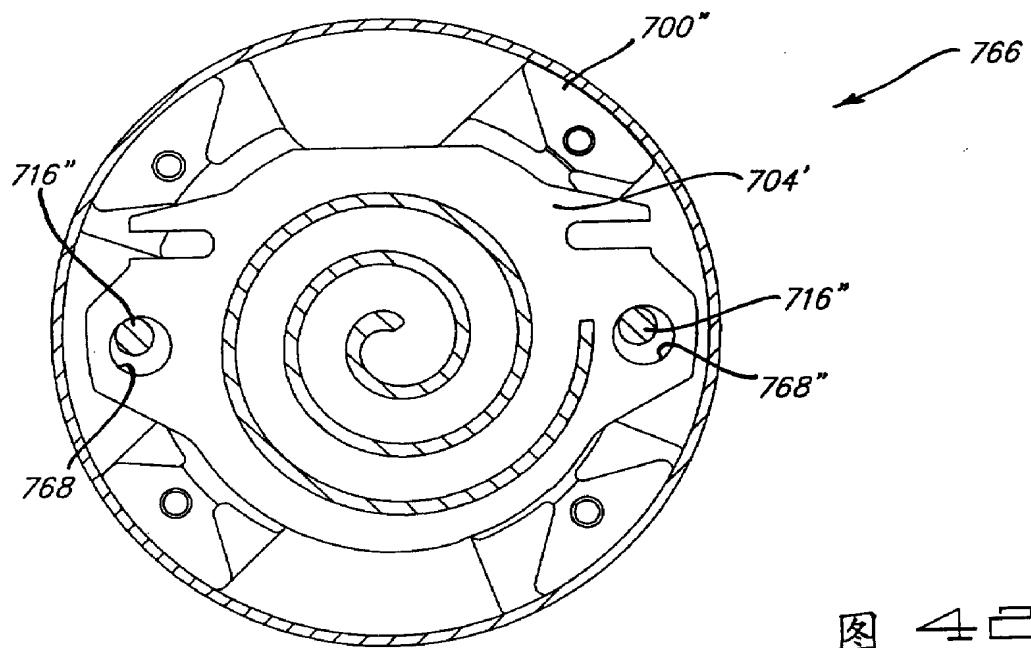


图 4c.

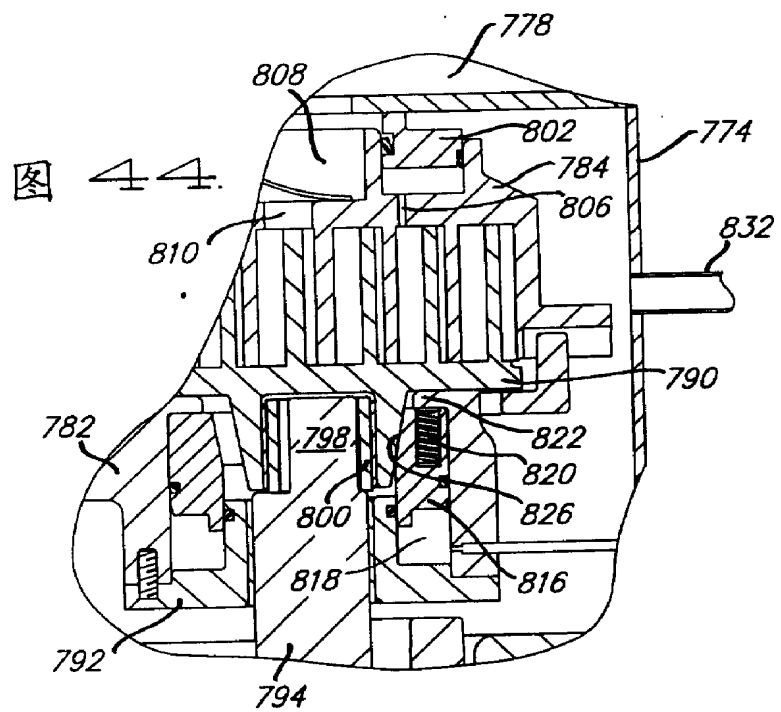
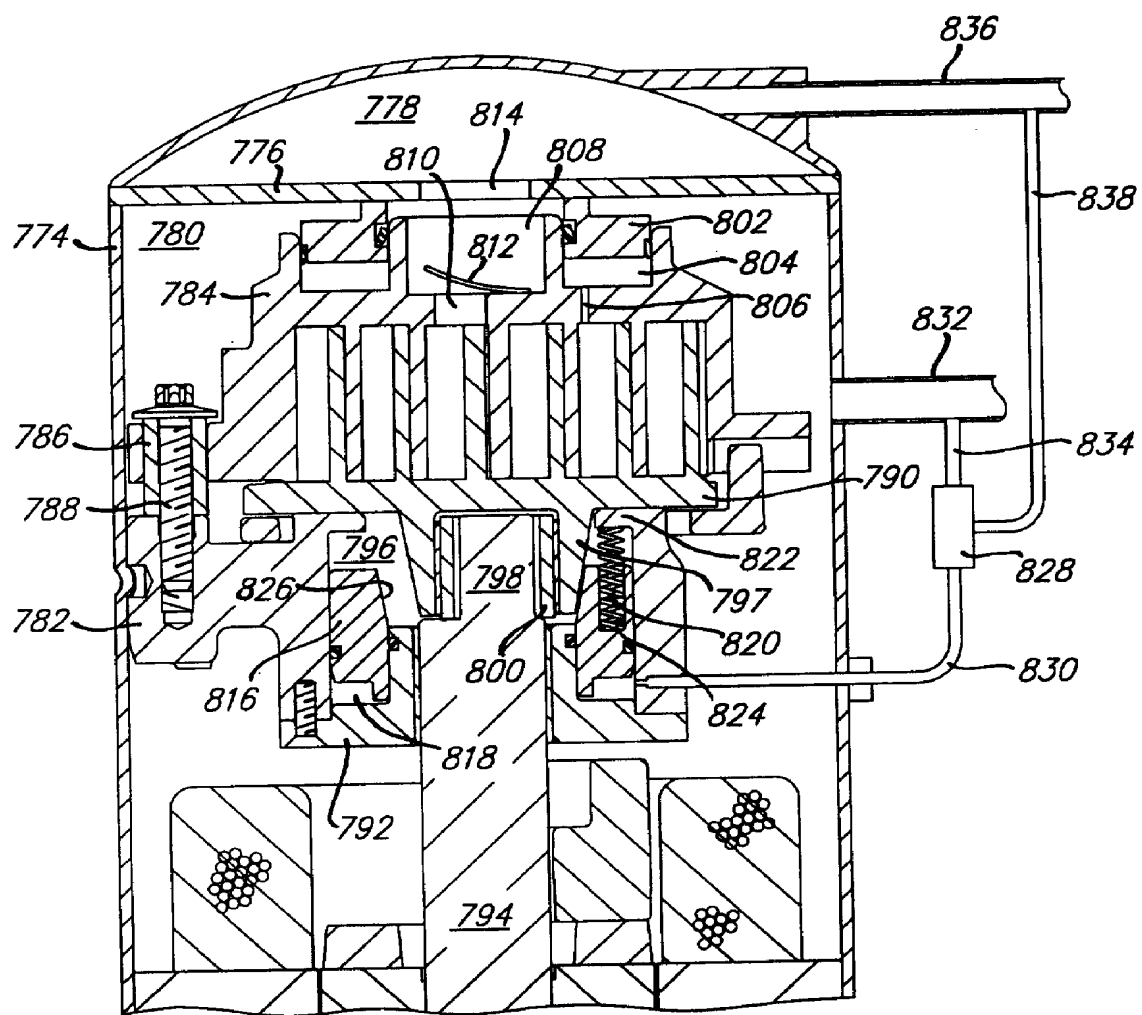


图 4d.



772

图 43.

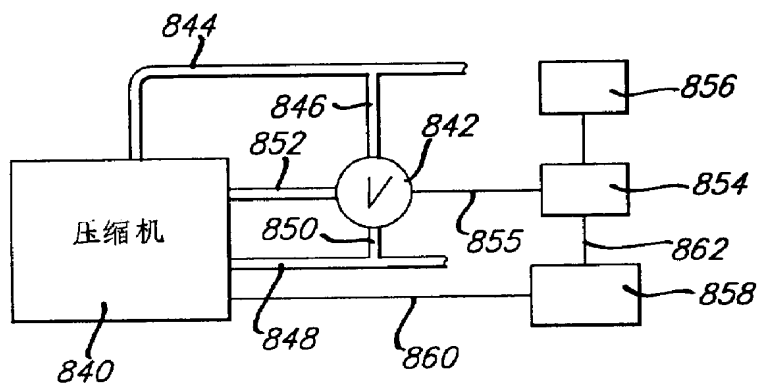


图 45.

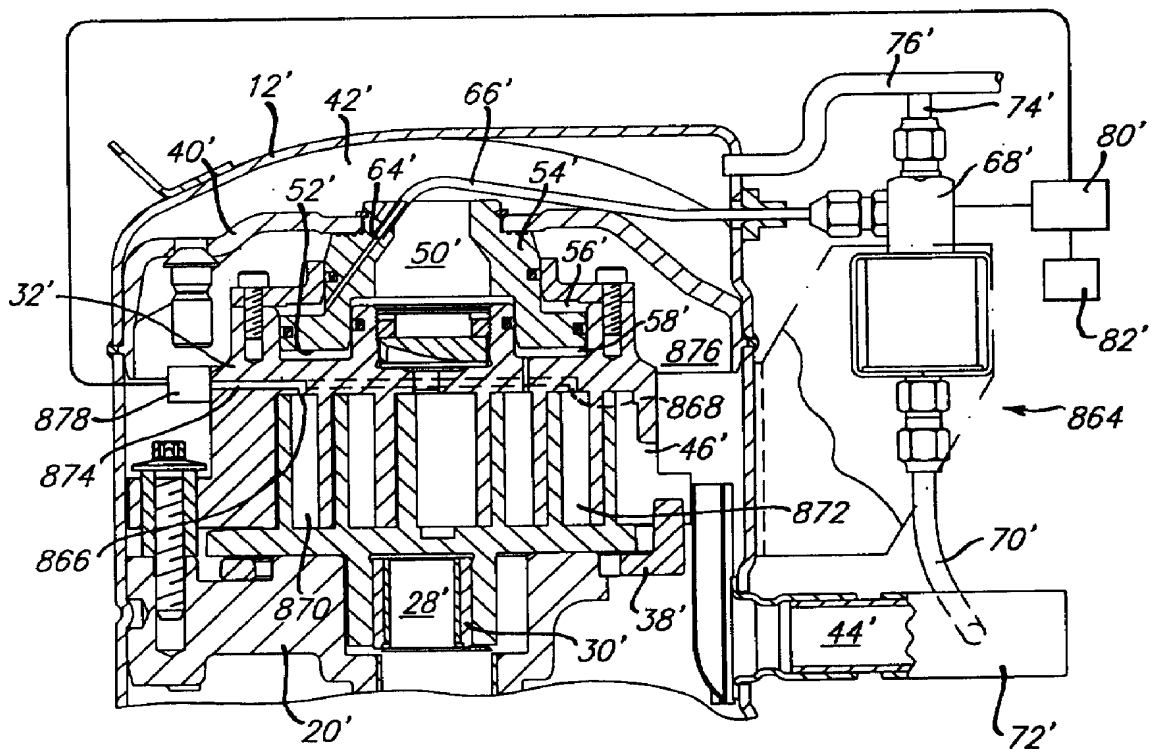


图 46.